

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ

Protitlaková parní turbína pro pohon napájecího čerpadla

Backpressure Steam Turbine to Drive the Feed Pump

Jméno a příjmení: Bc. Josef Mráček

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Datum odevzdání: 15. 5. 2017

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Josef Mráček**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Protitlaková parní turbína pro pohon napájecího čerpadla**
Backpressure Steam Turbine to Drive the Feed Pump
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V minulosti se v rámci tzv. „elektrifikace“ často nahrazovaly parní turbíny (PT), které poháněly napájecí čerpadla, elektromotory. V některých provozech je však k dispozici vhodná pára, kterou je možné po expanzi v turbíně využít v dalším technologickém provozu. V uvedených případech se podniky vrací k původnímu pohonu čerpadel parními turbínami, jejichž provoz je efektivnější, pružnější, spolehlivější a nezávislý na vnější elektrorozvodné síti.

Navrhnete PT s integrovanou převodovkou pro pohon napájecího čerpadla pro následující parametry:

Příkon čerpadla	1700	kW
Otáčky čerpadla	3000	1/min
Tlak páry vstupu	25	bar(a)
Teplota páry vstupu	370	°C
Protitlak	3,8	bar(a)

Rozsah práce

Návrh a výpočet průtočných částí turbíny.

Výkresy - řez turbínou
- dispoziční výkres soustrojí

Seznam doporučené odborné literatury:

AMBROŽ, J. Parní turbíny a kondenzace. Praha : ČVUT, 1984. 281 s.
KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o, Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Skripta ČVUT, 1984.
ŠČEGLAJEV, A.V.: Parní turbíny, 1. a 2. svazek. SNTL Praha 1983.
BEČVÁŘ, J.: Tepelné turbíny. Praha, SNTL, 1968.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Konzultant diplomové práce: Ing. Stanislav Kubiš

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, na základě konzultací s vedoucím a konzultantem, použil jsem jen uvedené zdroje a odbornou literaturu.

V Ostravě

Bc. Josef Mráček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. a Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za rady a připomínky při tvorbě mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě podporovali v průběhu mého studia. Zvláště chci poděkovat mé rodině a přátelům.

ANOTACE

MRÁČEK, Josef. Protitlaková parní turbína pro pohon napájecího čerpadla. Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017, 70 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem protitlakové parní turbíny pro pohon napájecího čerpadla. Je rozdělena do několika částí. V úvodní části je popsán princip parních turbín a jejich rozdělení. V navazující kapitole je uvedeno spektrum využití parních turbín. Následuje popis možností pohonu napájecích čerpadel. Nejobsáhlejší kapitola je věnována návrhu a výpočtu protitlakové turbíny a integrované převodovky. V navazující kapitole následuje návrh rozměrů difuzoru. V závěru práce jsou uvedeny některé hlavní konstrukční řešení. Součástí práce je i příloha s technickou dokumentací.

ANNOTATION

MRÁČEK, Josef. Backpressure Steam Turbine to Drive the Feed Pump, Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Power Engineering, 2017, 70 p. Thesis head: Kolarčík, K.

The Master's thesis deals with the design of a backpressure steam turbine for the drive of the feed pump. It is divided into several parts. The introductory part describes the principle of steam turbines and their classification. The next chapter introduces the spectrum of use of steam turbines. Then power options of feed pumps follow. The most comprehensive chapter is devoted to the design and calculation of a backpressure turbine and an integrated gearbox. Then follows the design of the outlet diffuser parameters. At the end of the thesis there are some of the main design solutions. The thesis includes an annex with a technical documentation.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, integrovaná převodovka, difuzor.

KEY WORDS

Steam turbine, integrated gearbox, diffuser.

Obsah

Obsah	5
1 Úvod	8
2 Lopatkové stroje	9
2.1 Transformace energie ve strojích [1]	9
2.2 Základní rozdělení energetických strojů [1]	10
3 Parní turbíny	11
3.1 Princip parní turbíny	11
3.2 Rozdělení parních turbín	12
3.3 Typy lopatkování	13
3.3.1 Rovnotlakové lopatkování (akční) [7], [8]	13
3.3.2 Přetlakové lopatkování (reakční) [7], [8]	14
3.3.3 Obvodová účinnost jednotlivých stupňů [2]	15
3.4 Nejčastější oblasti užití parních turbín	17
4 Pohon napájecích čerpadel	18
4.1 Zařazení napájecího čerpadla v RC oběhu	19
4.1.1 Princip odstředivého čerpadla	20
5 Výpočet protitlakové parní turbíny	21
5.1 Možnosti provedení pohonu napájecího čerpadla [5]:	21
5.2 Vstupní a výstupní parametry turbíny	23
5.3 Volba typu lopatkování	26
5.4 Výpočet prvního stupně	29
5.4.1 Výpočet statorové části prvního stupně:	31
5.4.2 Výpočet rychlostí ve statoru	32
5.4.3 Výpočet rotorové části prvního stupně	33

5.4.4	Výpočet rychlostí v rotoru.....	34
5.5	Výpočet druhého stupně.....	37
5.5.1	Výpočet statorové části prvního stupně:	39
5.5.2	Výpočet rychlostí ve statoru.....	40
5.5.3	Výpočet rotorové části prvního stupně.....	41
5.5.4	Výpočet rychlostí v rotoru.....	42
5.5.5	Výstupní parametry turbíny.....	44
6	Výpočet výstupního hrdla.....	46
7	Návrh integrované převodovky	52
7.1	Výpočet základních parametrů převodovky.....	53
8	Hlavní konstrukční prvky turbíny	57
8.1	RZ - Ventil	57
8.2	Regulace turbíny	58
8.3	Převodovka.....	59
8.4	Turbína	60
8.4.1	Hirthovo ozubení.....	60
8.4.2	Těsnící kartáče.....	61
8.4.3	Spojení skříně turbíny a převodovky.....	62
	Závěr	63
	Seznam literatury	64
	Seznam obrázků	65
	Seznam grafů.....	67
	Seznam přílohy	68

Seznam zkratek

w	- rychlost zvuku [m.s^{-1}]
b	- šířka [m]
c	- absolutní rychlost [m.s^{-1}]
d	- průměr [m]
l	- délka lopatek [m]
i, h	- měrná entalpie [kJ.kg^{-1}]
\dot{m}	- hmotnostní průtok [kg.s^{-1}]
n	- otáčky [ot/min]
p	- tlak [bar]
P	- výkon [W]
s	- měrná entropie [kJ.kg^{-1}]
S	- plocha [m^2]
t, T	- teplota [$^{\circ}\text{C}$]
u	- obvodová rychlost [m.s^{-1}]
u_z	- obvodová rychlost v ozubení [m.s^{-1}]
w	- relativní rychlost [m.s^{-1}]
z	- ztráta [kJ.kg^{-1}]
α	- úhel absolutní rychlosti [$^{\circ}$]
β	- úhel relativní rychlosti [$^{\circ}$]
η	- účinnost [%]
Δi	- Entalpický spád [kJ.kg^{-1}]
Δi_{iz}	- Izoentropický spád [kJ.kg^{-1}]

Význam ostatních označení je objasněn na příslušném místě v textu

1 Úvod

Elektrická energie má v dnešní době velmi významnou roli. Elektrizací soustava musí spolehlivě elektrickou energii vyrábět a pokrývat rostoucí poptávku. Česká republika ročně vyrobí zhruba 90 TWh. Instalovaný výkon elektráren je okolo 20 GW. Nejrozšířenějším druhem elektráren v České republice jsou elektrárny spalující fosilní paliva.

Elektrárny jsou složitá zařízení, která přeměňují různé druhy energií na energii elektrickou. Hlavní části elektrárny jsou na sobě funkčně závislé. Patří mezi ně například kotel, turbína, generátor a napájecí čerpadlo. Všechny tyto stroje musí mít zabezpečený spolehlivý provoz, nebo rezervní variantu. Pokud by například napájecí čerpadlo selhalo a nedodávalo by potřebné množství vody do kotle, došlo by k přehřátí kotle a jeho poškození.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou pohonu napájecího čerpadla v elektrárnách. V minulosti se v rámci tzv. „elektrifikace“ často nahrazovaly parní turbíny, které poháněly napájecí čerpadla, elektromotory. V některých provozech je však k dispozici vhodná pára, kterou je možné po expanzi v turbíně využít v dalším technologickém provozu. V uvedených případech se podniky vracejí k původnímu pohonu čerpadel parními turbínami, jejichž provoz je efektivnější, pružnější, spolehlivější a nezávislý na vnější elektrorozvodné síti.

2 Lopatkové stroje

2.1 Transformace energie ve strojích [1]

Energie může mít různou formu, jako například mechanická, elektrická, tepelná, chemická, jaderná a podobně.

Hydraulická energie je přenášena tekutinou. Může být kinetická, tlaková, potenciální atd.

Mechanická energie je spjata s pohybem těles, s pohybem nebo rotací části strojů.

Tepelná energie je spojena se změnou teploty tekutiny tedy pracovní látky, se změnou její fáze, chemické struktury.

Hydraulické stroje transformují: hydraulická energie → mechanická energie

mechanická energie → hydraulická energie

Tepelné stroje transformují: tepelná energie → mechanická energie

mechanická energie → tepelná energie

Hydraulické a tepelné stroje nazýváme stroji energetickými, protože jejich účelem je transformace energie a také tekutinové stroje, protože je energie přenášena pomocí tekutiny.

Energie nesená tekutinou → mechanická energie = turbíny, motory

Mechanická energie → energie nesená tekutinou = kompresory, čerpadla atd.

V tekutinových strojích dochází zpravidla ke změně tlaku pracovní látky. To může vést ke změně teploty a hustoty protože je pracovní látka stlačitelná. Tekutina v hydraulických strojích je kapalina, zpravidla ji považujeme za nestlačitelnou (ne vždy, například při řešení vodního rázu v potrubí je třeba uvažovat stlačitelnost kapaliny v potrubí i pružnost potrubí).

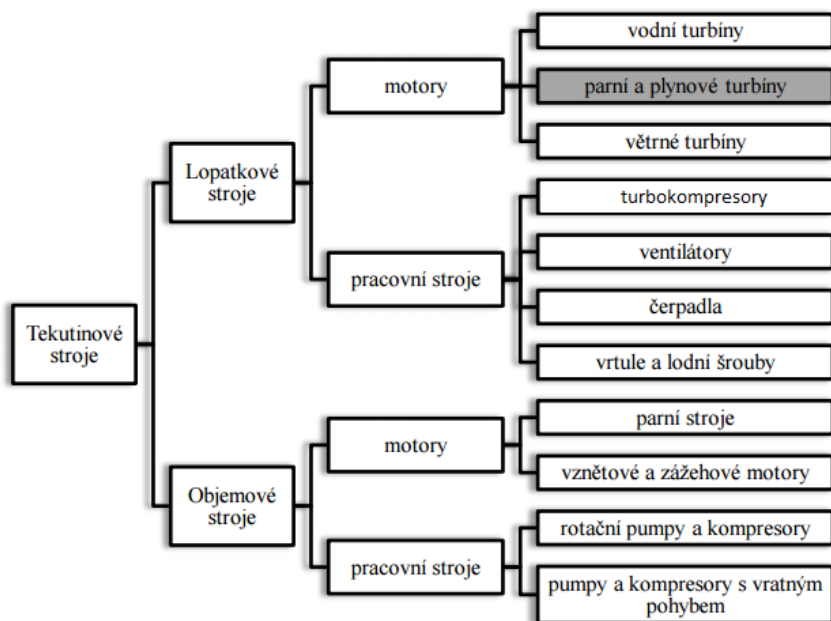
2.2 Základní rozdělení energetických strojů [1]

a) Rozdělení energetických strojů podle transformace energie:

- 1) **Objemové stroje** - tekutina je uzavřena v omezeném prostoru, tyto stroje pracují přerušovaně a děj se opakuje. Klasickým příkladem je pístový stroj.
- 2) **Lopátkové stroje** - „turbostroje“, jsou stroje, u kterých je energie transformována kontinuálně. Hlavní faktor je změna rychlosti pracovní látky, která odpovídá změnám kinetické energie tekutiny při proudění kanály. Hlavní částí těchto strojů je stator a rotor.

Tyto stroje lze dělit také podle směru transformace energie. Tyto směry jsou dva. Pokud je tekutina dodávána, jde o pracovní stroj. Pokud je energie tekutině odebírána, jedná se o motor.

Na obr. 1 je zobrazeno rozdělení tekutinových strojů.



Obrázek 1 Rozdělení tekutinových strojů [1]

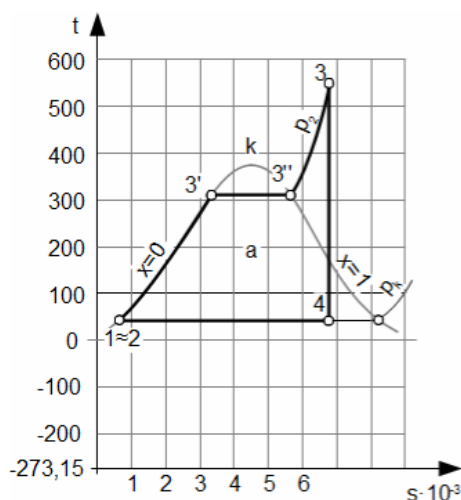
3 Parní turbíny

3.1 Princip parní turbíny

Parní turbína mění tepelnou energii vodní páry na mechanickou práci rotoru. Díky expanzi páry v rozváděcích lopatkách a oběžných lopatkách. Pokud jde o rovnotlakou turbínu, dochází ke změně tlaku pouze v rozváděcích lopatkách. Entalpie páry se mění na kinetickou energii, která je předávána lopatkám a mění se na mechanickou práci. Expanzi páry v turbíně uvažujeme, jako izoentropický děj, u kterého je tepelná výměna s okolím rovna nule [4].

Turbína netvoří samostatný funkční celek, potřebuje širokou technologickou základnu se zdrojem páry. Díky tomu může být teoreticky použito v podstatě jakékoliv palivo. Parní turbíny se proto používají především u větších výkonů, popřípadě tam, kde je k dispozici pára navíc.

Pracovní látkou u parních turbín je pára, která mívá vstupní teplotu okolo 530 - 560 °C, avšak u superkritických bloků bývá teplota i okolo 650 °C. Lopatky prvních stupňů bývají z niklových slitin. Pára pro turbíny se vyrábí například v parních kotlích, spalováním různých druhů paliva přeměňujeme chemickou energii paliva na tepelnou energii jak je vidět na obrázku č. 2. Z bodu 1 do bodu 3' dochází k ohřívání vody, z bodu 3' do 3'' izotermické vypařování, z 3'' do 3 je sytá pára přehřívána v přehřívacích páry na požadovanou teplotu a z bodu 3 do bodu 4 dochází k expanzi v parní turbíně. Poté se celý proces opakuje. [4]



Obrázek 2 t-s diagram R-C parního cyklu [4]

3.2 Rozdělení parních turbín

Parní turbíny lze dělit podle různých specifikací, zde jsou uvedeny ty nejdůležitější [4].

1) Podle přeměny energie:

- Turbína rovnotlaká (akční) – Pára expanduje pouze ve statoru
- Turbína přetlaková (reakční) – Pára expanduje ve statorové i rotorové části

2) Dle počtu stupňů:

- Jednostupňová turbína
- Vícestupňová turbína

3) Podle parametrů vstupní páry:

- Přehřátá pára (s přehřívákem páry)
- Sytá pára (používají se hlavně u jaderných elektráren s tlakovodními reaktory)

4) Dle využití výstupní páry:

- Kondenzační turbína
- Protitlaková turbína
- Odběrová turbína

5) Dle odběru páry z turbíny:

- Turbína s neregulovatelným odběrem (pára se odebírá na jednom nebo více místech bez regulace tlaku)
- Turbína s regulovaným odběrem

6) Dle uložení turbíny:

- Stacionární
- Mobilní

7) Dle použití:

- Elektrárenské
- Průmyslové

3.3 Typy lopatkování

Rozlišujeme tři typy lopatkování parních turbín:

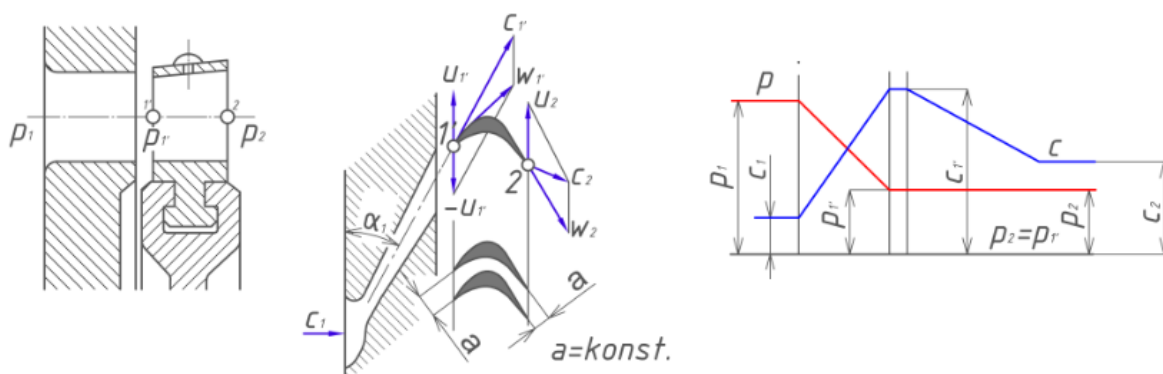
- 1) Rovnotlakové (akční)
- 2) Přetlakové (reakční)
- 3) Curtisovo kolo (zvláštní typ reakčního lopatkování)

Jednotlivé typy se od sebe liší především tvarem lopatek a rychlostním poměrem [4].

3.3.1 Rovnotlakové lopatkování (akční) [7], [8]

Typickou vlastností rovnotlakového, neboli akčního lopatkování je stejný tlak na vstupu i výstupu z rotoru. Rozváděcí lopatky tzv. dýzy jsou konstruovány, jako rozšířené (Lavalova) či nerozšířené. V dýze dochází k poklesu tlaků a nárůstu absolutní rychlosti což je zapříčiněné změnou průřezu dýzy. V rotoru nedochází ke změně tlaku, protože je průřez kanálů lopatek konstantní. Dochází však k poklesu absolutní rychlosti páry, což je zapříčiněno předáním části kinetické energie oběžnému kolu. Výhodou stejného tlaku před a za rotorem je skutečnost, že nedochází ke ztrátám způsobeným únikem páry mimo lopatky oběžného kola. Díky tomu můžeme mít větší vůle mezi statorem a rotorem.

Na obrázku č. 3 je vidět průběh tlaků ve statorové a rotorové části a také rychlostí.

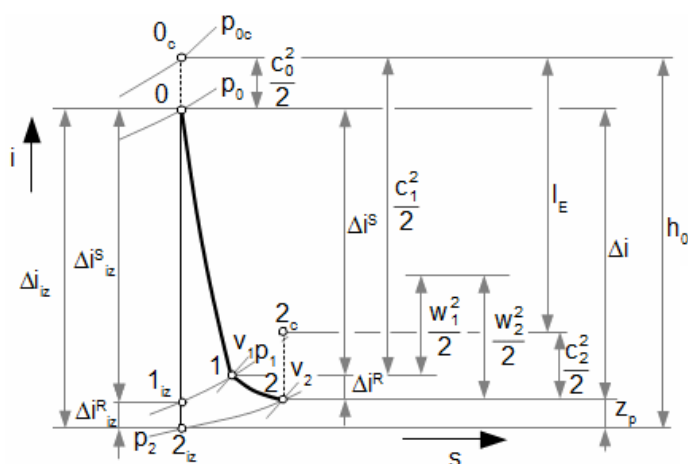


Obrázek 3 Axiální a vřícový řez akčního stupně s průběhem tlaků a rychlostí [4]

Mezi rovnotlaké lopatkování se řadí také Curtisovo kolo, známé jako C - kolo. Je to zvláštní typ akčního lopatkování a vyznačuje se tím, že má dva, někdy i tři věnce na

oběžném kole. C - kolo se používá u menších výkonů, nebo jako regulační stupeň u turbín s velkým entalpickým spádem. Ovšem oproti ostatním typům lopatkování nemá tak vysokou účinnost. [4, 3]

Na obrázku č. 4 je popsán průběh expanze v i - s diagramu akčního stupně parní turbíny. Ve skutečnosti se stupeň reakce nevolí čistě akční a proto dochází ke změně tlaku i v rotorové části stroje.



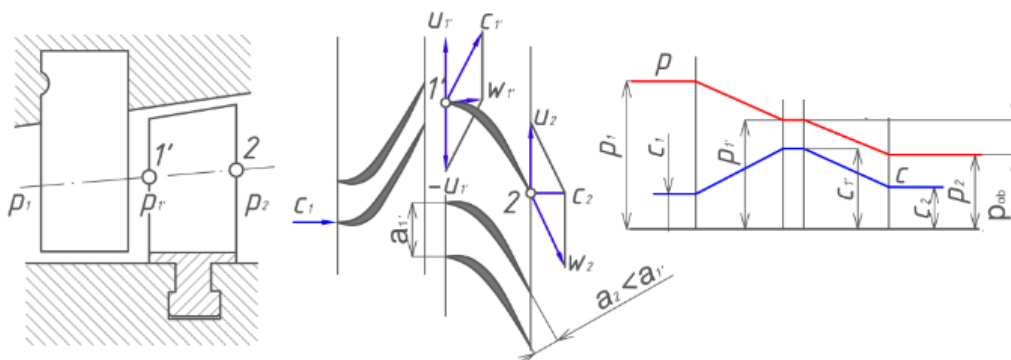
Obrázek 4 Expanze akčního stupně[4]

3.3.2 Přetlakové lopatkování (reakční) [7], [8]

U tohoto typu lopatkování dochází ke změně tlaku, jak ve statorové části, tak i v části rotorové. Je to zapříčiněno zmenšující se šířkou kanálku lopatek. Absolutní rychlost roste při průchodu rozváděcími lopatkami a při průchodu oběžnými lopatkami klesá, což je vidět na obrázku č. 5.

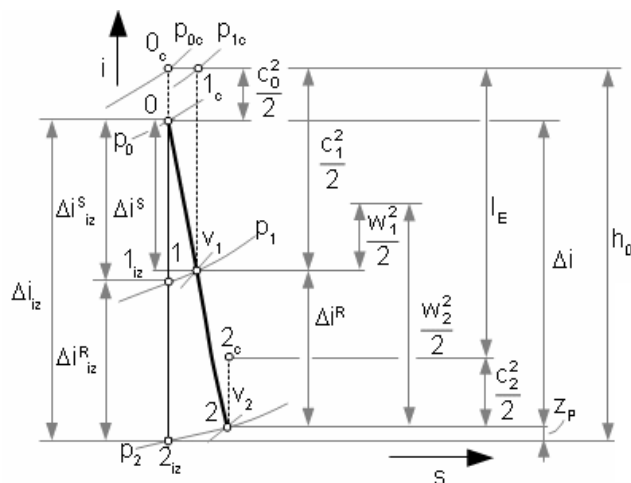
U reakčního typu lopatkování je důležité mít co nejmenší vůle mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami. Kvůli rozdílným tlakům před a za oběžným kolem by v případě velkých vůlí docházelo k úniku páry z kanálků a tedy k nárůstu ztrát. Z důvodu dobrého zpracování malých entalpických spádů se reakční lopatkování používá u výstupních stupňů vícestupňových turbín.

hlavně pro konstrukci a výrobu. [4, 3]



Obrázek 5 Axiální a válcový řez reakčního stupně s průběhem tlaků a rychlostí[4]

turbíny.



Obrázek 6 Expanze reakčního stupně[4]

3.3.3 Obvodová účinnost jednotlivých stupňů [2]

lopatkování. Tato účinnost se mění v závislosti na typu lopatkování a velikosti rychlostí v lopatkách.

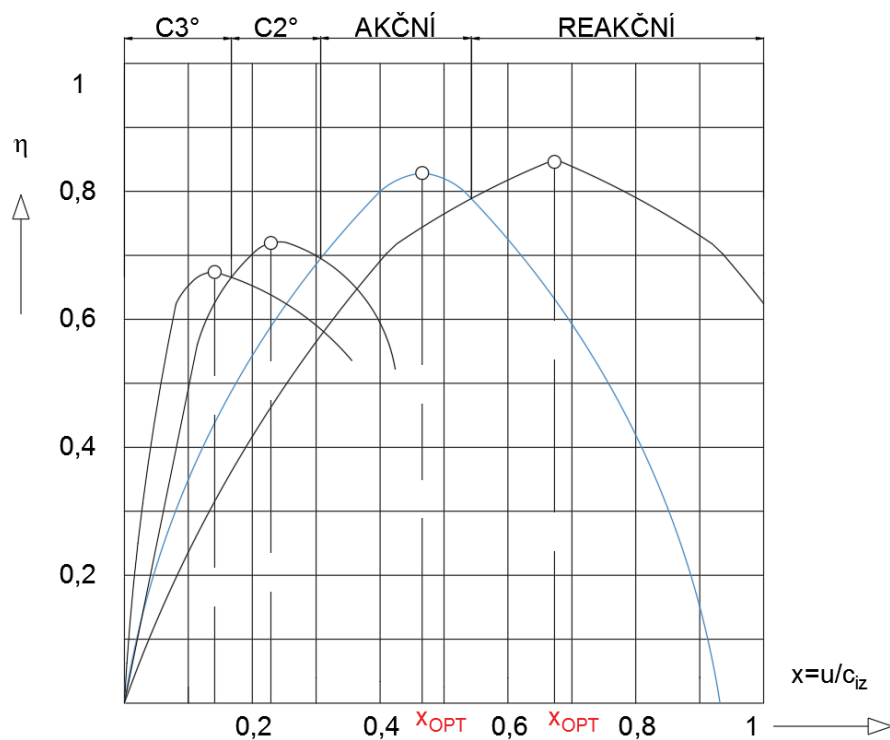
Obvodová účinnost turbínového stupně je definována jako poměr práce přenesené na rotor a přivedené energie:

$$\eta_u = \frac{l_u}{e_0} = \frac{\Delta i_{iz}^{st} - z^s - z^R - z_c}{\Delta i_{iz}^{st} - \frac{c_2^2}{2}}$$

Na obrázku č. 7 je graf ukazující závislost rychlostního poměru a účinnosti stupně jednotlivých typů lopatkování.

$$\text{Rychlostní poměr } x = \frac{u}{c_{iz}}$$

Na obrázku č. 7 je vidět, že při optimálním rychlostním poměru dosahujeme nejvyšších účinností u reakčního přetlakového typu lopatkování. Naopak nejmenší účinnost má Curtis.



Obrázek 7 Účinnost jednotlivých typů lopatkování [2]

3.4 Nejčastější oblasti užití parních turbín

Parní turbíny zastávají v dnešním světě významnou roli a to nejen z pohledu výroby elektrické energie, ale využívají se i v dalších odvětvích průmyslu [5].

- 1) **Energetika:** Tepelné elektrárny, teplárny a paroplynové cykly, které pracují s palivy, jako jsou fosilní, nebo jaderná paliva
- 2) **Lodní průmysl:** Pohon parníků a vojenských lodí
- 3) Pohon jiných strojů jako jsou čerpadla nebo kompresory

4 Pohon napájecích čerpadel

Napájecí voda a kondenzát, se čerpá odstředivými oběhovými čerpadly. Tato čerpadla jsou jedny z nejdůležitějších zařízení, protože na jejich bezporuchovém a stabilním provozu je závislá výroba elektřiny či tepla celé provozovny. Z toho důvodu bývají elektrárny zpravidla vybaveny alespoň jedním náhradním čerpadlem. Jedno je v provozu a druhé slouží jako záložní pro případ poruchy prvního. Každé z těchto čerpadel musí být navrženo tak, aby bylo schopno přečerpát stejné množství vody, jaké potřebuje kotel při maximálním výkonu.

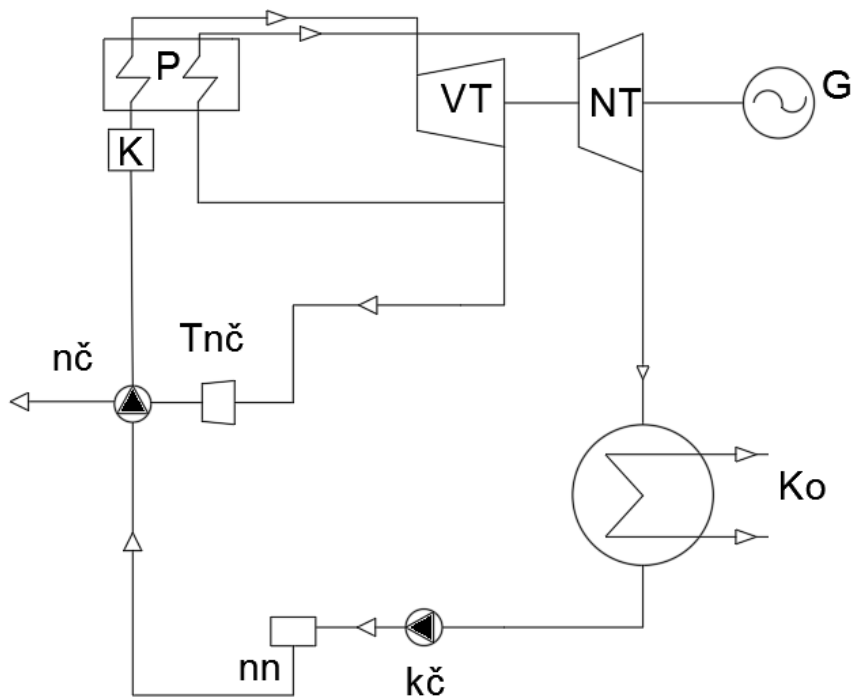
Pokud jsou čerpadla poháněna elektromotorem tak tvoří tzv. elektronapáječku. V případě pohonu parní turbínou jsou označovány za turbonapáječku. V tomto případě může mít čerpadlo svou vlastní turbínu, nebo může být spojené na hřídeli s hlavní blokovou turbínou. V České republice je 26 tepelných elektráren a téměř všechny jsou vybaveny jak elektronapáječkami, tak i turbonapáječkami. V případě použití elektronapáječek je spotřebováváno 7 - 11% z vlastní spotřeby elektrické energie elektrárny na pohon napájecího čerpadla. V případě použití turbonapáječky spotřebuje uhelná elektrárna spalující hnědé uhlí 4 - 6% na pohon napájecího čerpadla z celkové vlastní spotřeby elektrické energie [5].

Pokud bychom tedy uvažovali o pohonu napájecího čerpadla pomocí elektronapáječky museli bychom počítat s tím, že bude spotřebovávat elektrickou energii a ta je v případě elektráren s 30% účinností třikrát dražší, než spotřebovaná energie v turbonapáječkách. Cena páry je totiž zhruba úměrná ceně chemické energie v podobě paliva [5].

Mezi hlavní výhody turbonapáječky tedy patří snížení provozních nákladů elektráren až o 6% co se týče vlastní spotřeby elektrické energie. Další výhodou je spolehlivý a pružný provoz díky regulaci regulačními ventily a následné využití použité páry například pro vytápění či další technologie. Mezi největší nevýhody se řadí pořizovací cena, ovšem snížením vlastní spotřeby energie dělá z turbonapáječky zajímavou investici s různou dobou návratnosti. Návratnost je proměnlivá a závisí na mnoha faktorech, zejména na ceně vyráběné elektrické energie. Nejkratší návratnost může být okolo pěti let [5].

4.1 Zařazení napájecího čerpadla v RC oběhu

Na obrázku č. 8 je znázorněno možné schéma RC cyklus. Na něm je vyznačen kotel K s přehřívákem P, ve kterém dochází k výrobě páry požadovaných parametrů. Za přehřívákem je vysokotlaká část parní turbíny VT, ve které pára částečně expanduje. Po té je potřebné množství přiváděno k turbíně napájecího čerpadla Tnč a zbytek páry je přiváděn zpět do přehříváku, kde se v rámci tzv. Carnotizace znovu ohřeje. Z přehříváku pára putuje do nízkotlaké části parní turbíny NT. Z nízkotlaké části je pára přiváděna do kondenzátoru K, kde dochází k jejímu ochlazení a kondenzaci. Za kondenzátor, je umístěno kondenzační čerpadlo kč, které přečerpává kondenzát do napájecí nádrže. Z napájecí nádrže je pak voda přečerpávána napájecím čerpadlem nč do kotle pomocí parní turbíny [4].



Obrázek 8 Zapojení čerpadla v RC cyklu

4.1.1 Princip odstředivého čerpadla

Princip odstředivého čerpadla spočívá ve využití odstředivé síly, která působí na přepravovanou kapalinu. Lopatky jsou zahnuté a dávají tekutině rotační pohyb. Oběžné kolo je spojeno s hřídelí. Tekutina, která jde ven, se zbrzdí a dochází k transformaci pohybové energie na tlak.

Tento typ čerpadla tedy v podstatě nevytváří tlak v tekutině, ale obstarává potřebné množství dopravované tekutiny a požadovaného tlaku se dosahuje pomocí protitlaku na výstupním potrubí [5].

Výhody odstředivých čerpadel:

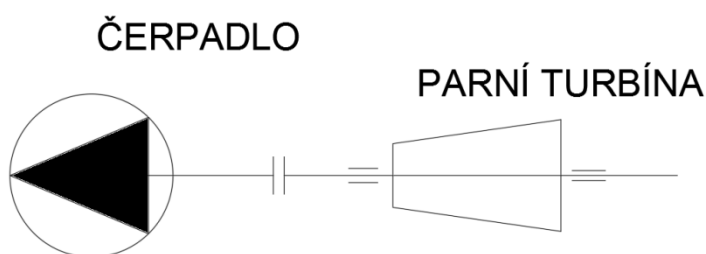
- 1) Spolehlivý provoz
- 2) Čerpání velkých objemů kapalin
- 3) Nízké nároky na údržbu

5 Výpočet protitlakové parní turbíny

Před samotným výpočtem turbíny je v první řadě volen typ turbíny. V následující podkapitole jsou ukázány možnosti provedení turbonapáječky.

5.1 Možnosti provedení pohonu napájecího čerpadla [5]:

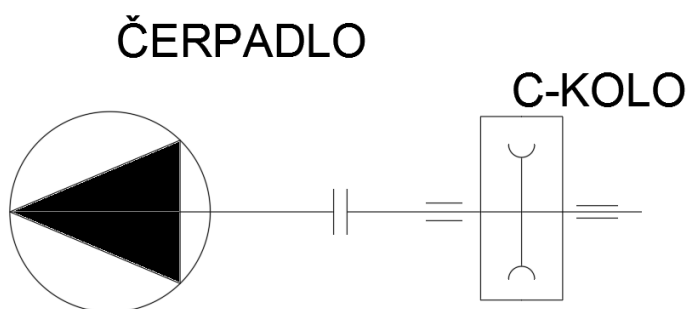
- 1) Čerpadlo pracuje s turbínou v synchronních otáčkách bez převodovky. Jedná se o vícestupňovou turbínu. Zjednodušené schéma zapojení je zobrazeno na obrázku č. 9.



Obrázek 9 Čerpadlo a kondenzační turbína

V této variantě by turbína měla vlivem nízkých otáček malou účinnost, více stupňů a velké rozměry. Proto je tato varianta hlavně z ekonomického hlediska nevyhovující.

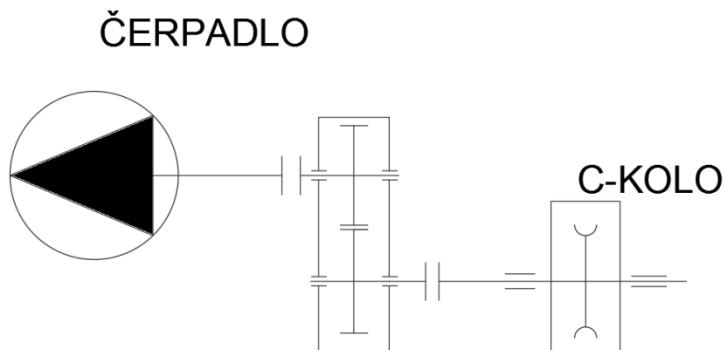
- 2) Druhou možností, by bylo použití C - kola. Zapojení této turbíny by bylo stejné jako v první variantě, jak je vidět na obrázku č. 10.



Obrázek 10 Čerpadlo a C kolo

Oproti první variantě by turbína byla jednodušší a měla by menší rozměry. Nicméně by turbína měla nízkou účinnost.

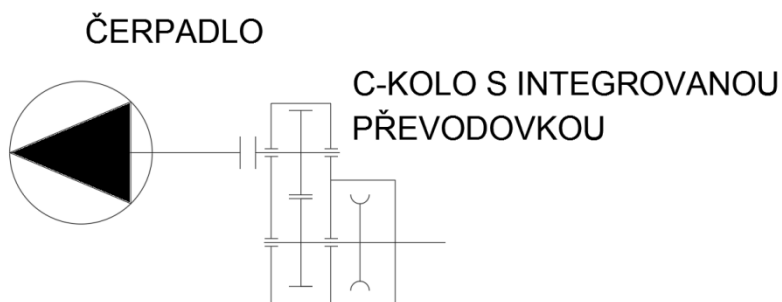
- 3) Třetí variantou by bylo C kolo s převodovkou, jak je vidět na obrázku č. 11.



Obrázek 11 C kolo s převodovkou a čerpadlem

Díky převodovce jsou možné vyšší otáčky turbíny tedy hlavně zvýšení účinnosti turbíny.

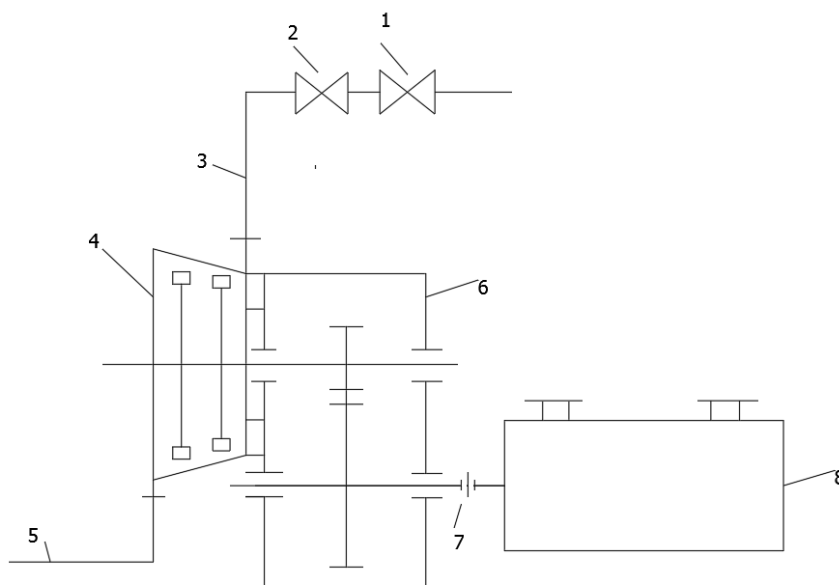
- 4) Zajímavější variantou je C kolo s integrovanou převodovkou. Integrovaná převodovka umožní uložení pastorku a hřídele turbíny na společná ložiska. To má za následek hlavně jednodušší provedení a snížení ceny oproti předchozí variantě. Zjednodušené zapojení je vidět na obrázku č. 12.



Obrázek 12 C kolo s integrovanou převodovkou

- 5) Nejzajímavější variantou je použití protitlakové parní turbíny s akčním nebo reakčním typem lopatkování a integrovanou převodovkou, jak je vidět na obrázku č. 13. Tato varianta má stejné výhody jako varianta 4 co se týče integrované převodovky. Navíc dosahuje poměrně vysokých účinností. Účinnost a další parametry turbíny budou vypočítány v následující kapitole.

Na obrázku č. 13 je schematicky znázorněna sestava protitlakové parní turbíny a napájecího čerpadla. Pára nejprve projde přes RZ ventil (1), potom následuje regulační ventil (2) a přes vstupní potrubí (3) prochází do turbíny (4). Před vstupem potrubí je menší tlak, než byl zadán, protože jsou zde uvažovány ztráty v potrubí přibližně 3%. Po průchodu turbínou pára o určitých parametrech odchází výstupním potrubím (5). Na turbínu je uchycena integrovaná převodovka s pastorkem a oběžným kolem (6). Za spojkou (7) následuje odstředivé čerpadlo (8).



Obrázek 13 Schéma turbíny, převodovky a čerpadla

5.2 Vstupní a výstupní parametry turbíny

Ze zadání vyplývá, že je k dispozici pára o určitých vstupních parametrech, kterou lze použít k pohonu napájecího čerpadla parního kotle. Následující kapitoly se tedy budou věnovat výpočtu a návrhu parní turbíny, která bude mít dostatečný výkon k tomu, aby čerpadlo poháněla.

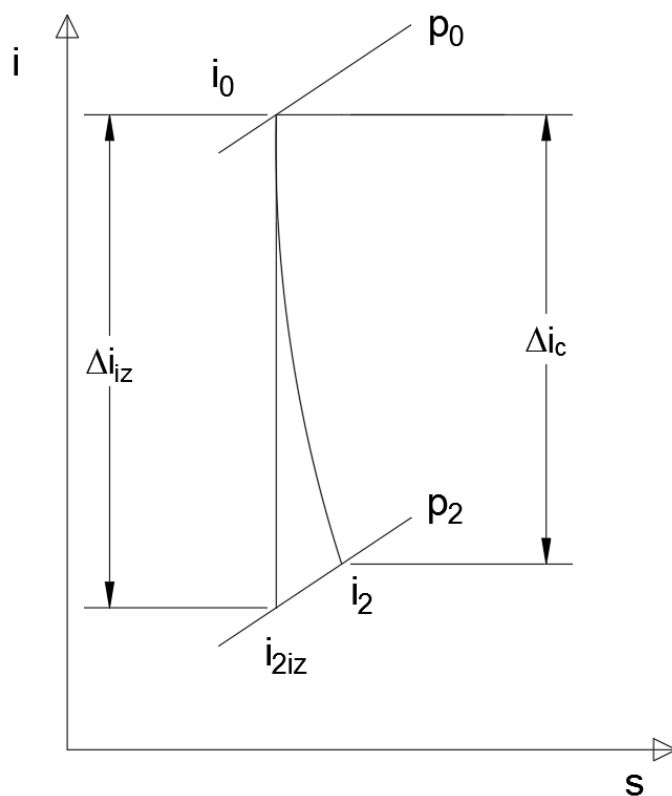
Výpočet turbíny je rozdělen do několika kapitol. V následující kapitole jsou vypočítány vstupní a výstupní parametry turbíny, entalpický spád turbíny a vstupní a výstupní průměr potrubí. Schematicky je děj probíhající v parní turbíně znázorněn v i-s diagramu na obrázku č. 14.

Zadané hodnoty:

Výkon P	1700 kW
Vstupní tlak P_0	24,25 bar
Vstupní teplota T_0	370 °C
Tlak na výstupu P_2	3,8 bar

Volené hodnoty:

Předpokládaná účinnost η [5]	75%
Rychlost páry na vstupu c_0	20 m.s ⁻¹
Rychlost páry na výstupu c_2	25 m.s ⁻¹

**Obrázek 14** Entalpický spád turbíny v $i-s$ diagramu

Entalpie na vstupu do turbíny [10]: i_0

$$i_0 = f(p_0; T_0) = 3173,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [1]$$

Entropie [10]: s

$$s = f(p_0; T_0) = 6,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [2]$$

Izoentropická entalpie v bodě 2 [10]: $i_{2,iz}$

$$i_{2,iz} = f(p_0; s) = 2743 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [3]$$

Izoentropický spád: $\Delta i_{iz,c}$

$$\Delta i_{iz,c} = i_0 - i_{2,iz} = 431 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [4]$$

Skutečný entalpický spád: Δi_c

$$\Delta i_c = \Delta i_{iz,c} \cdot \eta = 323 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [5]$$

Entalpie na výstupu: i_2

$$i_2 = i_0 - \Delta i_c = 2851 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [6]$$

Hmotnostní průtok: \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{P}{\Delta i_{iz,c} \cdot \eta} = 5,26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad [7]$$

Průřez vstupního potrubí: S_1

$$S_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \cdot c_0} = 0,03 \text{ m}^2 \quad [8]$$

Průměr vstupního potrubí: D_1

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = 0,2 \text{ m} \quad [9]$$

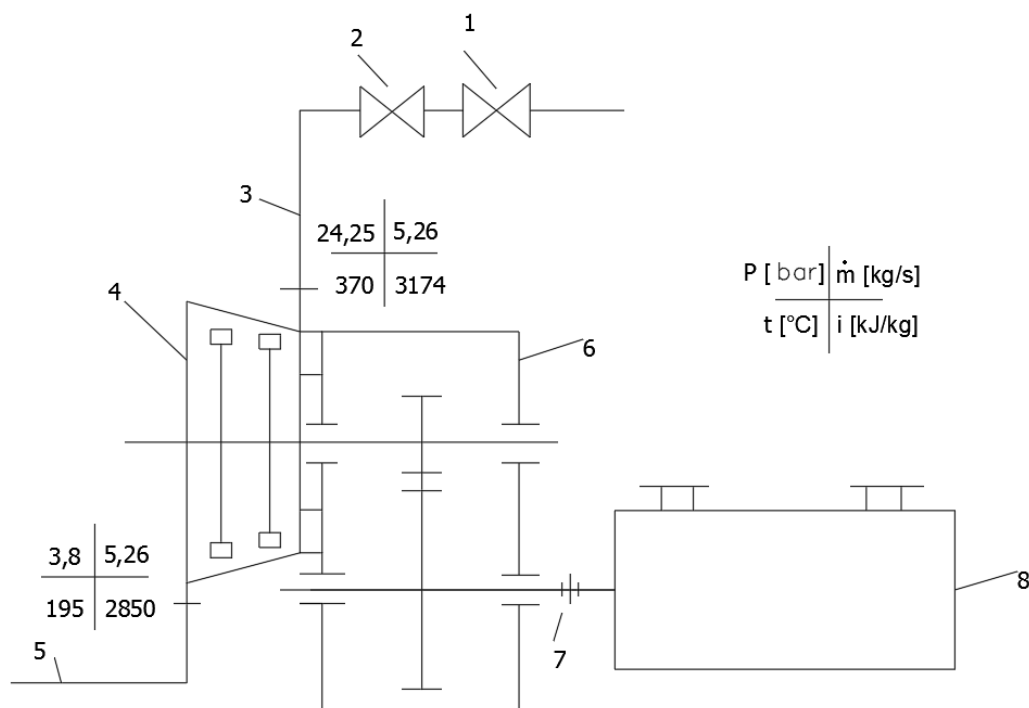
Průřez výstupního potrubí: S_2

$$S_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot c_2} = 0,12 \text{ m}^2 \quad [10]$$

Průměr výstupního potrubí: D_2

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = 0,39 \text{ m} \quad [11]$$

Pro přehlednost jsou vstupní a výstupní hodnoty turbíny znázorněny na obrázku č. 15.

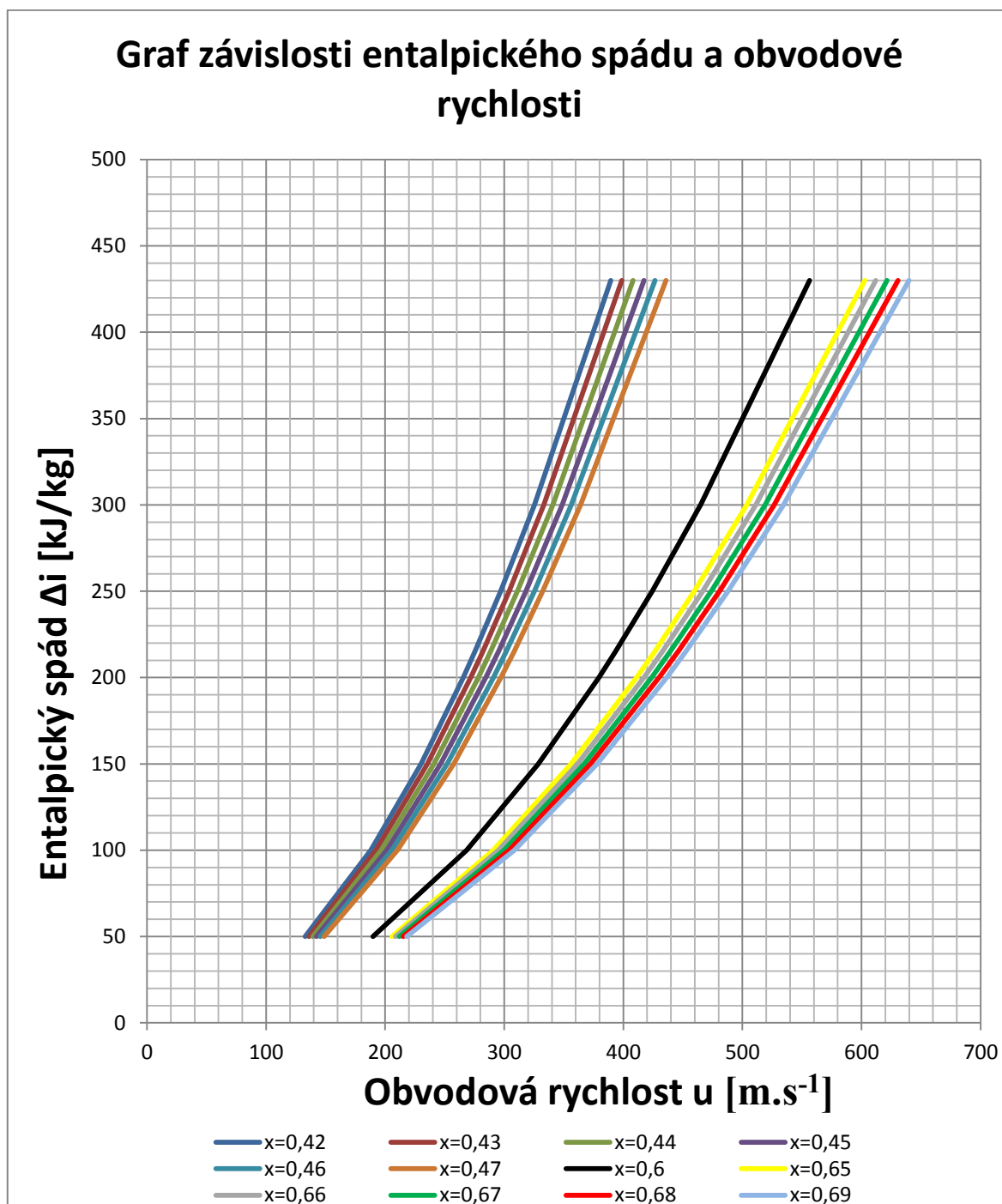


Obrázek 15 Schéma čerpadla, převodovky a turbíny

5.3 Volba typu lopatkování

V předchozích výpočtech je spočítán izoentropický spád turbíny $\Delta i_{iz,c} = 431 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Graf č. 1, zobrazuje křivky rychlostního poměru obvodové rychlosti oběžného kola u a absolutní rychlosti c_{iz} podle vztahu $x = \frac{u}{c_{iz}} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz,c}}}$. Křivky od $x=0,42$ do $x=0,47$ značí rychlostní poměr pro akční typ lopatkování. Křivky od $x=0,6$ do $x=0,69$ značí rychlostní poměr pro reakční typ lopatkování [2].



Graf 1 Závislost entalpického spádu a obvodové rychlosti

- 1) První možností by bylo použití jednostupňového reakčního typu lopatkování. V tom případě vychází obvodová rychlost 550 až 650 m.s⁻¹ [Příloha č. 1]. Čím větší by byla obvodová rychlost turbíny, tím větší by byly otáčky nebo velikost středního průměru oběžného kola.

$$n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D}$$

Při použití tohoto typu lopatkování by musela být turbína vícestupňová, navíc by docházelo k nadzvukovým rychlostem a bylo by potřeba použít Lavalovu dýzu. Tyto faktory by měly za následek hlavně zvýšení ceny a náročnosti výroby.

- 2) Druhou možností je použití akčního typu lopatkování. V tomto případě by stále nemohla být turbína jednostupňová, protože v případě optimálního poměru $x_{opt} = 0,46$, by obvodová rychlost dosahovala 430 m.s^{-1} [Příloha č. 1]. I v tomto případě by totiž byla obvodová rychlost příliš vysoká ovšem na rozdíl od reakčního typu lopatkování by nám stačili dva stupně a dostali bychom se na rychlost okolo 290 m.s^{-1} . Při použití tohoto typu lopatkování by tedy teoreticky bylo možné zpracovat entalpický spád ve dvou stupních s předpokládanou účinností 75%. Další výhodou akčního lopatkování je možnost použití parciálního ostříku, který se u reakčního typu nepoužívá.

Z těchto variant je tedy nejvhodnější varianta s akčním typem lopatkování a dvěma stupni. Pokud by tedy každý stupeň zpracovával 215 kJ.kg^{-1} s rychlostním poměrem $x=0,44$ obvodová rychlost by do 290 m.s^{-1} a absolutní rychlost c by byla do 660 m.s^{-1} [Příloha č. 1].

Hlavní důvody pro akční typ lopatkování:

- 1) Vyšší účinnost než Curtisův stupeň
- 2) Konstruktivně jednodušší řešení než reakční lopatkování
- 3) Nižší cena oproti ostatním variantám

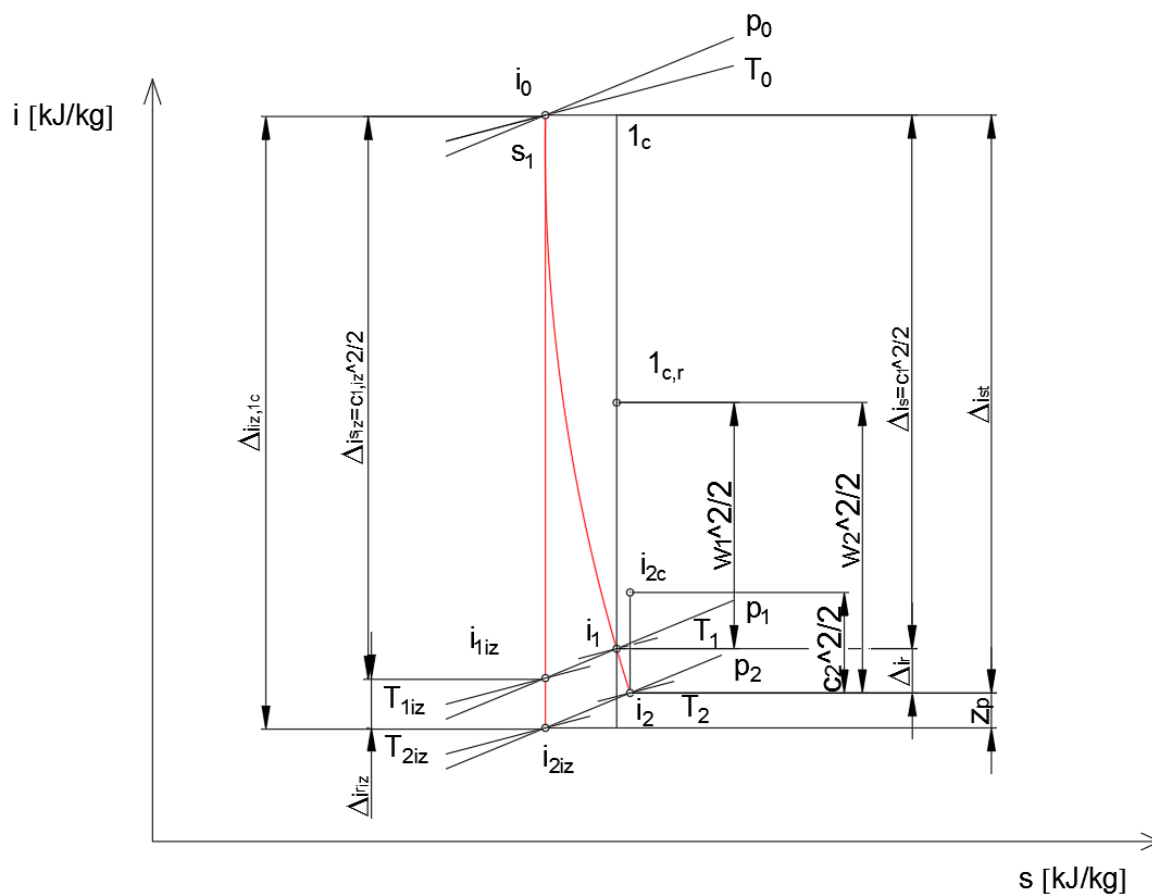
5.4 Výpočet prvního stupně

Po výpočtu hlavních parametrů turbíny následuje návrh a výpočet stupňů turbíny.

Vstupní hodnoty prvního stupně (1. st (a)):

Vstupní tlak P_0	24,25 bar
Vstupní teplota T_0	370 °C
Tlak na výstupu P_2	10,6 bar
Střední průměr oběžného kola D [5]	0,34 m
Obvodová rychlost u [Příloha č. 1]	253 m.s ⁻¹
Stupeň reakce ρ [3]	0,05
Rychlostní součinitel pro dýzu φ [5]	0,92
Rychlostní součinitel pro rotor ψ [5]	0,89
Úhel absolutní rychlosti α_1 [3]	12°
Úhel relativní rychlosti β_2 [3]	20°
Hmotnostní průtok \dot{m}	5,26 kg.s ⁻¹
Vliv parciálního ostříku ε [5]	0,92

Na obrázku č. 16 je znázorněn i-s diagram, na kterém je vidět průběh entalpického spádu prvního stupně navrhované parní turbíny.



Obrázek 16 Entalpický spád prvního stupně [1]

Následující rovnice a postup výpočtů jsou čerpány dle [3].

Entalpie na vstupu do turbíny [10]: i_0

$$i_0 = f(p_0; T_0) = 3174 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [12]$$

Pomocí zadaných hodnot lze také určit entropii [10]: s_1

$$s_1 = f(p_0; T_0) = 6,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [13]$$

Ze středního průměru oběžného kola a obvodové rychlosti jsou vypočítány otáčky turbíny.

Otáčky turbíny: n

$$n = \frac{u}{\pi \cdot D} \cdot 60 = 14188 \text{ 1/min} \quad [14]$$

Izoentropická entalpie na výstupu [10]: i_{2iz}

$$i_{2iz} = f(p_2; s_1) = 2959 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [15]$$

Izoentropický spád 1. stupně: $\Delta i_{iz, 1c}$

$$\Delta i_{iz, 1c} = i_0 - i_{2iz} = 215,3 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [16]$$

5.4.1 Výpočet satorové části prvního stupně:

Izoentropický spád satoru: Δi_{iz}^s

$$\Delta i_{iz}^s = \Delta i_{iz, 1c} \cdot (1 - \rho) = 204,5 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [17]$$

Z izoentropického spádu satoru lze vypočítat izoentropickou rychlost.

Absolutní izoentropická rychlost: c_{1iz}

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^s \cdot 1000} = 640 \text{ m.s}^{-1} \quad [18]$$

Skutečnou absolutní rychlost c_1 získáme vynásobením izoentropické rychlosti rychlostním součinitelem pro dýzu

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 588 \text{ m.s}^{-1} \quad [19]$$

Skutečný entalpický spád satoru [2]: Δi_s

$$\Delta i_s = \frac{c_1^2}{2} = 173 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [20]$$

Po výpočtu entalpického spádu je vypočítána izoentropická entalpie na výstupu ze satoru.

Entalpie na výstupu ze satoru: i_{1iz}

$$i_{1iz} = i_0 - \Delta i_{iz}^s = 2969 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [21]$$

Z vypočítaného skutečného entalpického spádu lze určit skutečnou entalpii na výstupu ze satoru.

Entalpie na výstupu ze satoru: i_1

$$i_1 = i_0 - \Delta i_s = 3001 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [22]$$

Skutečný tlak na výstupu ze satoru [10]: P_1

$$P_1 = f(i_{1iz}; s_1) = 11,1 \text{ bar} \quad [23]$$

Z entalpií v bodě 1 a entropie lze určit teploty v bodě 1.

Teplota izoentropická v bodě 1 [10]: T_{1iz}

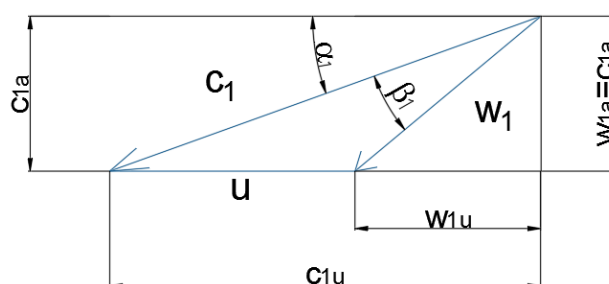
$$T_{1iz} = f(i_{1iz}; s_1) = 264 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [24]$$

Teplota skutečná v bodě 1 [10]: T_1

$$T_1 = f(P_1; i_1) = 278 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [25]$$

5.4.2 Výpočet rychlostí ve statoru.

Na obrázku č. 17 je obecně znázorněn trojúhelník rychlostí ve statorové části.



Obrázek 17 Obecný rychlostní trojúhelník statoru

Obvodová složka absolutní rychlosti: c_{1u}

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 576 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [26]$$

Obvodová složka relativní rychlosti: w_{1u}

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 323 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [27]$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti je stejná: $w_{1a} = c_{1a}$

$$w_{1a} = c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 122 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [28]$$

Relativní rychlost: w_1

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} = 345 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [29]$$

Úhel relativní rychlosti: β_1

$$\beta_1 = \sin^{-1} \frac{w_{1a}}{w_1} = 20^\circ 45' \quad [30]$$

Měrný objem [10]: v_1

$$v_1 = f(P_1; T_1) = 0,22 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [31]$$

Výpočet délky lopatky: l_0

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = 0,009 \text{ m} \quad [32]$$

Výsledné lopatky jsou nebezpečně krátké, proto bude u prvního stupně parciální ostřík. Výsledky prvního stupně s parciálním ostříkem jsou vidět v příloze diplomové práce [Příloha č. 2].

Ztráty v lopatkování dýzy: z_0

$$z_0 = \frac{\frac{c_1^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)}{1000} = 31,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [33]$$

Rychlost zvuku [10]: w

$$w = f(p_0; s) = 606,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [34]$$

Pro kontrolu je zde vypočítáno Machovo číslo, které nám určí, jestli bude potřeba použít rozšířenou dýzu. Pro nerozšířenou dýzu $M \leq 1$.

Machovo číslo: M

$$M = \frac{c_1}{w} = 0,97 \quad [35]$$

Z výsledku vyplývá, že není potřeba použít rozšířenou dýzu.

5.4.3 Výpočet rotorové části prvního stupně

Izoentropický entalpický spád rotoru získáme vynásobením ideálního entalpického spádu stupněm reakce: Δi_{iz}^r

$$\Delta i_{iz}^r = \Delta i_{iz,1c} \cdot \rho = 10,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [36]$$

Izoentropická entalpie na výstupu [10]: i_{2iz}

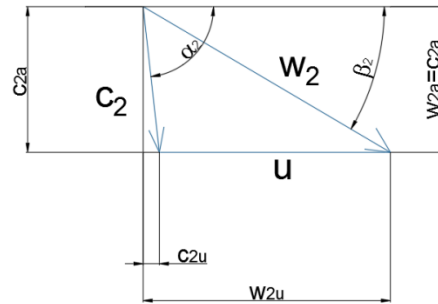
$$i_{2iz} = f(p_2; s_1) = 2959 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [37]$$

Izoentropická teplota v bodě 2 [10]: T_{2iz}

$$T_{2iz} = f(i_{2iz}; s_1) = 258 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [38]$$

5.4.4 Výpočet rychlostí v rotoru.

Na obrázku č. 18 je obecně znázorněn trojúhelník rychlostí v rotorové části.



Obrázek 18 Rychlostní trojúhelník rotoru

Izoentropická relativní výstupní rychlost: w_{2iz}

$$w_{2iz} = \sqrt{(\Delta i_{iz}^r \cdot 2.1000) + w_1^2} = 375 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [39]$$

Skutečná relativní rychlost: w_2

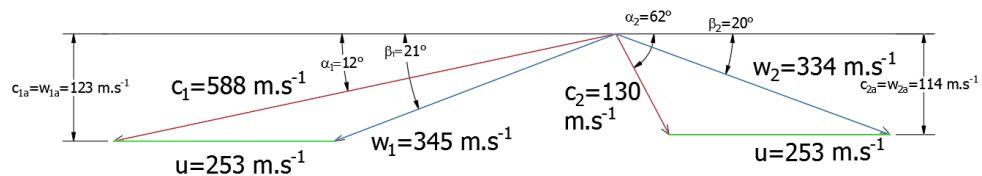
$$w_2 = w_{2iz} \cdot \Psi = 334 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [40]$$

Axiální složka relativní a absolutní rychlosti: $c_{2a} = w_{2a}$

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 114 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [41]$$

Obvodová složka relativní rychlosti: w_{2u}

$$w_{2u} = \sqrt{w_2^2 - w_{2a}^2} = 314 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [42]$$



Obrázek 19 Rychlostní trojúhelníky statoru a rotoru s výslednými rychlostmi

Obvodová složka absolutní rychlosti: c_{2u}

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 61 \text{ m.s}^{-1} \quad [43]$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola: c_2

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = 130 \text{ m.s}^{-1} \quad [44]$$

Entalpie na výstupu z oběžného kola: i_2

$$i_2 = i_0 - \Delta i_s + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = 3005 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [45]$$

Skutečný entalpický spád rotoru tvoří rozdíl vstupní a výstupní entalpie rotoru: Δi_r

$$\Delta i_r = i_1 - i_2 = -4 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [46]$$

Entalpický spád rotoru vyšel v záporných číslech. Korekce výsledku je vidět v druhé variantě výpočtu (1. st (b)) [Příloha č. 2].

Teplota na výstupu z oběžného kola [10]: T_2

$$T_2 = f(p_2; i_2) = 279 \text{ }^\circ\text{C} \quad [47]$$

Úhel při absolutní rychlosti: α_2

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \frac{c_{2a}}{c_2} = 61^\circ 49' \quad [48]$$

Měrný objem v rotoru [10]: v_2

$$v_2 = f(p_2; T_2) = 0,23 \text{ m}^3.\text{kg}^{-1} \quad [49]$$

Délka oběžné lopatky: l_2

$$l_2 = \frac{\dot{m}.v_2}{\pi.D.\varepsilon.w_2.\sin\beta_2} = 0,010 \text{ m} \quad [50]$$

Délka lopatek v rotoru je příliš malá. Nejmenší dovolená délka lopatek je 12mm [5]. Korekce délky lopatek je provedena v druhé variantě výpočtu (1. st (b)) [Příloha č. 2].

Ztráty lopatkování oběžná lopatková řada: z_1

$$z_1 = \frac{\frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)}{1000} = 14,63 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [51]$$

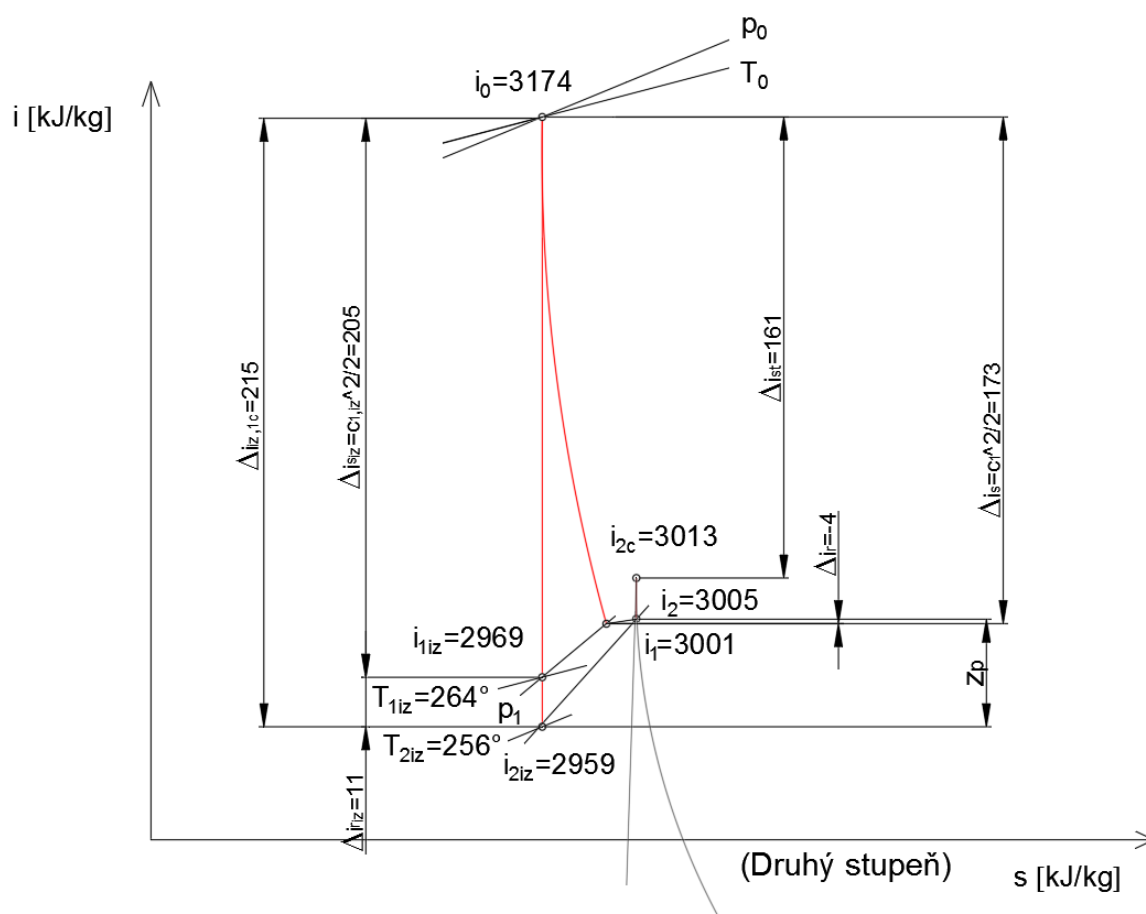
Ztráty výstupní rychlosti: z_c

$$z_c = \frac{\frac{c_2^2}{2}}{1000} = 8,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [52]$$

Celková entalpie na výstupu: i_{2c}

$$i_{2c} = i_2 + \frac{\frac{c_2^2}{2}}{1000} = 3013 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [53]$$

Pro přehlednost jsou vypočítané hodnoty zaneseny do i-s diagramu prvního stupně na obr. č. 20.



Obrázek 20 Výsledný i-s diagram prvního stupně

Na výsledném i-s diagramu je vidět záporný výsledek vypočítaného entalpického spádu rotoru. Ve druhé variantě je tento problém korigován změnou stupně reakce.

Dalším problémem jsou nebezpečně krátké lopatky, které vyšli jak ve statoru, tak i v rotoru pod 12 mm. Krátké lopatky by se projeví vysokými ztrátami. Tyto nedostatky

jsou korigovány ve druhé variantě výpočtu prvního stupně. Kvůli krátkým lopatkám bude mít turbína padesátiprocentní parciální ostřík. Proto je v druhé variantě navýšen hmotnostní průtok. Díky této simulované změně se nám lopatky prodlouží na přijatelnou hodnotu.

5.5 Výpočet druhého stupně

Po výpočtu prvního stupně následuje výpočet stupně druhého. Postup výpočtu je stejný jako u prvního stupně.

Vstupní hodnoty druhého stupně:

Vstupní tlak P_0	10,2 bar
Vstupní teplota T_0	265 °C
Tlak na výstupu P_2	3,8 bar
Střední průměr oběžného kola D [5]	0,35 m
Obvodová rychlost u [2]	260 m.s ⁻¹
Stupeň reakce ρ [3]	0,06
Rychlostní součinitel pro dýzu φ [5]	0,95
Rychlostní součinitel pro rotor ψ [5]	0,94
Úhel absolutní rychlosti α_1 [3]	12°
Úhel relativní rychlosti β_2 [3]	20°
Hmotnostní průtok \dot{m}	5,26 kg.s ⁻¹

Následující rovnice a postup výpočtů jsou čerpány dle [3] .

$$i_0 = f(p_0; T_0) = 2975 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [54]$$

$$i_0 = f(p_0; T_0) = 2975 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [54]$$

$$s_1 = f(p_0; T_0) = 6,98 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [55]$$

$$s_1 = f(p_0; T_0) = 6,98 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [55]$$

Otázky turbíny: n

$$n = \frac{u}{\pi D} = 14188 \text{ 1/min} \quad [56]$$

$$i_{2iz} = f(p_2; s_1) = 2763 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [57]$$

$$i_{2iz} = f(p_2; s_1) = 2763 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [57]$$

Izoentropický spád 1. stupně: $\Delta i_{iz, 1c}$

$$\Delta i_{iz, 1c} = i_0 - i_{2iz} = 212 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [58]$$

5.5.1 Výpočet satorové části prvního stupně:

Izoentropický spád satoru: Δi_{iz}^s

$$\Delta i_{iz}^s = \Delta i_{iz, 1c} \cdot (1 - \rho) = 199 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [59]$$

Z izoentropického spádu satoru lze vypočítat izoentropickou rychlost.

Absolutní izoentropická rychlost: c_{1iz}

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^s \cdot 1000} = 631 \text{ m.s}^{-1} \quad [60]$$

Skutečnou absolutní rychlost c_1 získáme vynásobením izoentropické rychlosti rychlostním součinitelem pro dýzu

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 599 \text{ m.s}^{-1} \quad [61]$$

Skutečný entalpický spád satoru[2]: Δi_s

$$\Delta i_s = \frac{c_1^2}{2} = 180 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [62]$$

Po výpočtu entalpického spádu je vypočítána izoentropická entalpie na výstupu ze satoru.

Entalpie na výstupu ze satoru: i_{1iz}

$$i_{1iz} = i_0 - \Delta i_{iz}^s = 2775 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [63]$$

Z vypočítaného skutečného entalpického spádu lze určit skutečnou entalpii na výstupu ze satoru.

Entalpie na výstupu ze satoru: i_1

$$i_1 = i_0 - \Delta i_s = 2795 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [64]$$

Skutečný tlak na výstupu ze satoru [10]: P_1

$$P_1 = f(i_{1iz}; s_1) = 4,06 \text{ bar} \quad [65]$$

Z entalpií v bodě 1 a entropie lze určit teploty v bodě 1.

Teplota izoentropická v bodě 1 [10]: T_{1iz}

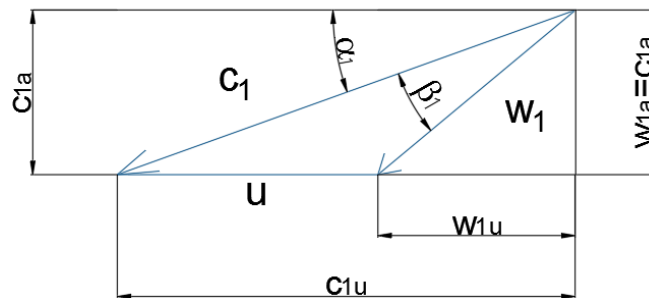
$$T_{1iz} = f(i_{1iz}; s_1) = 160 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [66]$$

Teplota skutečná v bodě 1 [10]: T_1

$$T_1 = f(p_1; i_1) = 169 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [67]$$

5.5.2 Výpočet rychlostí ve statoru.

Na obrázku č. 22 je obecně znázorněn trojúhelník rychlostí ve statorové části.



Obrázek 22 Obecný rychlostní trojúhelník statoru

Obvodová složka absolutní rychlosti: c_{1u}

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 586 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [68]$$

Obvodová složka relativní rychlosti: w_{1u}

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 326 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [69]$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti je stejná: $w_{1a} = c_{1a}$

$$w_{1a} = c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [70]$$

Relativní rychlost: w_1

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} = 349 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [71]$$

Úhel relativní rychlosti: β_1

$$\beta_1 = \sin^{-1} \frac{w_{1a}}{w_1} = 20^\circ 54' \quad [72]$$

Měrný objem [10]: v_1

$$v_1 = f(p_1; T_1) = 0,49 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [73]$$

Výpočet délky lopatky: l_0

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = 0,019 \text{ m} \quad [74]$$

Délku lopatek statoru druhého stupně volím $l_0=20 \text{ mm}$ [5].

Ztráty v lopatkování dýzy: z_0

$$z_0 = \frac{\frac{c_1^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)}{1000} = 19,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [75]$$

Rychlost zvuku [10]: w

$$w = f(p_0; s_1) = 558,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [76]$$

Pro kontrolu je zde vypočítáno Machovo číslo, které nám určí, jestli bude potřeba použít rozšířenou dýzu. Pro nerozšířenou dýzu $M \leq 1$.

Machovo číslo: M

$$M = \frac{c_1}{w} = 1 \quad [77]$$

Z výsledku vyplývá, že není potřeba použít rozšířenou dýzu.

5.5.3 Výpočet rotorové části prvního stupně

Izoentropický entalpický spád rotoru získáme vynásobením ideálního entalpického spádu stupněm reakce: Δi_{iz}^r

$$\Delta i_{iz}^r = \Delta i_{iz,1c} \cdot \rho = 12,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [78]$$

Izoentropická entalpie na výstupu [10]: i_{2iz}

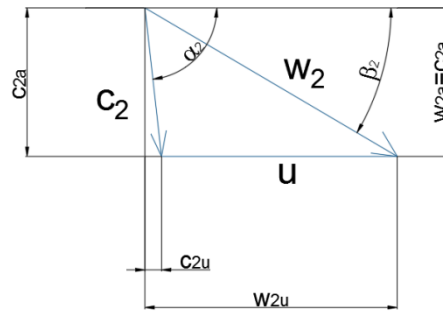
$$i_{2iz} = f(p_2; s_1) = 2763 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [79]$$

Izoentropická teplota v bodě 2 [10]: T_{2iz}

$$T_{2iz} = f(i_{2iz}; s_1) = 154 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [80]$$

5.5.4 Výpočet rychlostí v rotoru.

Na obrázku č. 23 je obecně znázorněn trojúhelník rychlostí v rotorové části.



Obrázek 23 Rychlostní trojúhelník rotoru

Izoentropická relativní výstupní rychlost: w_{2iz}

$$w_{2iz} = \sqrt{(\Delta i_{iz}^r \cdot 2.1000) + w_1^2} = 384 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [81]$$

Skutečná relativní rychlost: w_2

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \Psi = 361 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [82]$$

Axiální složka relativní a absolutní rychlosti: $c_{2a} = w_{2a}$

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 124 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [83]$$

Obvodová složka relativní rychlosti: w_{2u}

$$w_{2u} = \sqrt{w_2^2 - w_{2a}^2} = 339 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [84]$$

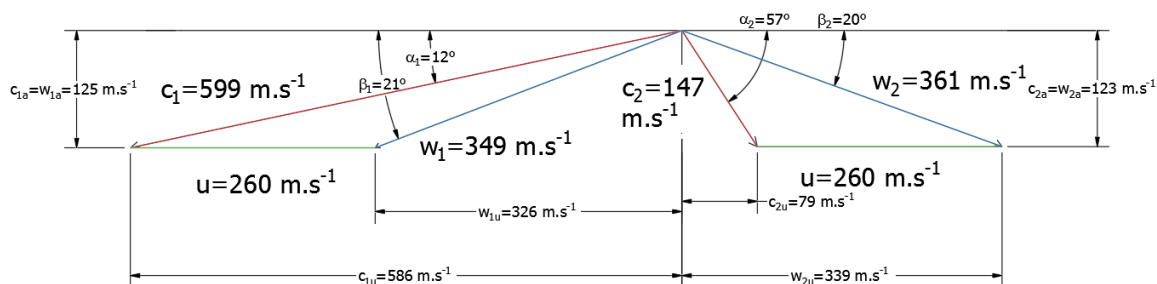
Obvodová složka absolutní rychlosti: c_{2u}

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [85]$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola: c_2

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = 147 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [86]$$

Na obrázku č. 24 je vidět skutečný tvar rychlostních trojúhelníků s reálnými výstupními hodnotami.



Obrázek 24 Rychlostní trojúhelníky statoru a rotoru s výslednými rychlostmi

Entalpie na výstupu z oběžného kola: i_2

$$i_2 = i_0 - \Delta i_s + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = 2791 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [87]$$

Skutečný entalpický spád rotoru tvoří rozdíl vstupní a výstupní

entalpie rotoru: Δi_r

$$\Delta i_r = i_1 - i_2 = 4 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [88]$$

Teplota na výstupu z oběžného kola [10]: T_2

$$T_2 = f(p_2; i_2) = 166 \text{ °C} \quad [89]$$

Úhel absolutní rychlosti: α_2

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \frac{c_{2a}}{c_2} = 57^\circ 20' \quad [90]$$

Měrný objem v rotoru [10]: v_2

$$v_2 = f(p_2; T_2) = 0,52 \text{ m}^3.\text{kg}^{-1} \quad [91]$$

Délka oběžné lopatky: l_2

$$l_2 = \frac{\dot{m}.v_2}{\pi.D.\varepsilon.w_2.\sin\beta_2} = 0,020 \text{ m} \quad [92]$$

Délka lopatek v rotoru je volena $l_0=25 \text{ mm}$ [5].

Ztráty lopatkování, oběžná lopatková řada: z_1

$$z_1 = \frac{\frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)}{1000} = 8,58 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad [93]$$

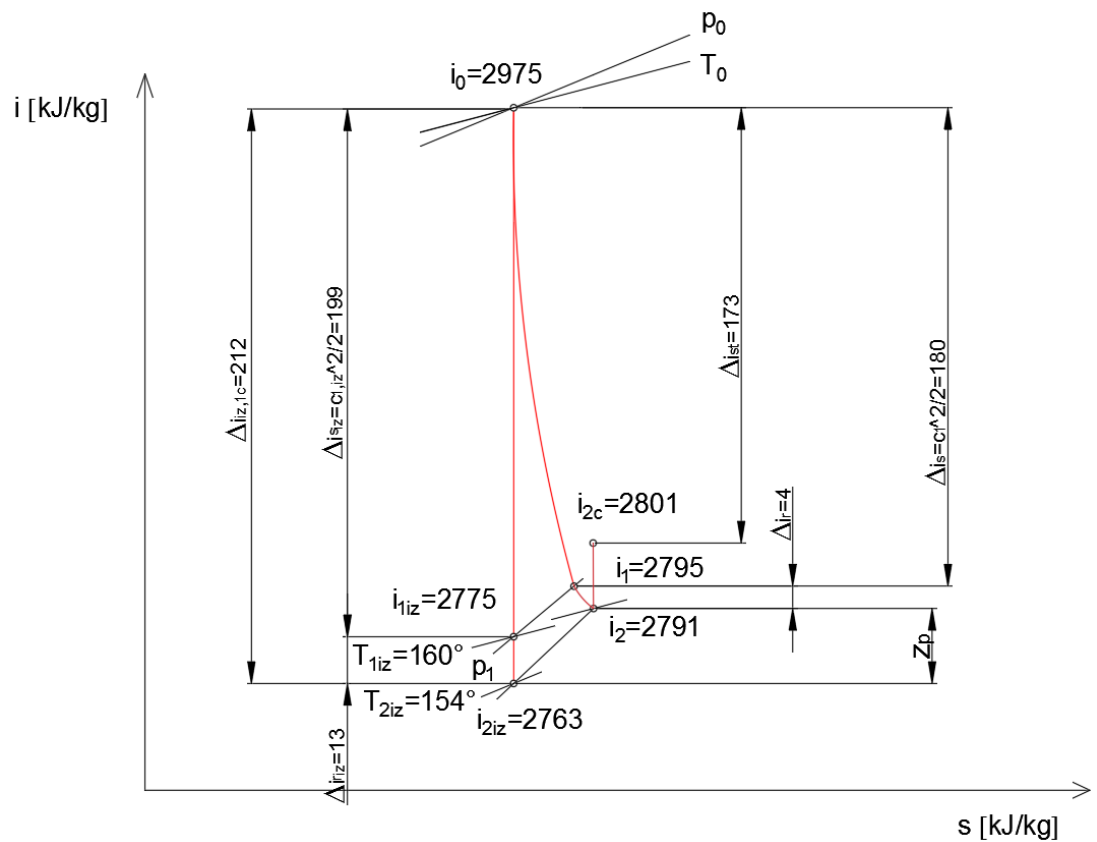
Ztráty výstupní rychlosti: z_c

$$z_c = \frac{\frac{c_2^2}{2}}{1000} = 10,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [94]$$

Celková entalpie na výstupu: i_{2c}

$$i_{2c} = i_2 + \frac{\frac{c_2^2}{2}}{1000} = 2802 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [95]$$

Výsledné hodnoty druhého stupně jsou zaneseny do i-s diagramu druhého stupně na obr. č. 25.



Obrázek 25 Výsledný i-s diagram druhého stupně

5.5.5 Výstupní parametry turbíny

Následující hodnoty vychází z korigovaného výpočtu prvního stupně [Příloha č. 2]. Entalpický spád prvního stupně má nižší účinnost než druhý stupeň vlivem parciálního ostříku. Proto je entalpický spád stupně násoben součinitelem vlivu parciálního ostříku.

Skutečný entalpický spád stupně: Δi_{st}

$$\Delta i_{st1} = (i_0 - i_{2c1}) \cdot \varepsilon = 154 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [96]$$

Skutečný entalpický spád druhého stupně: Δi_{st}

$$\Delta i_{st2} = (i_0 - i_{2c2}) \cdot \varepsilon = 173 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [97]$$

Výkon prvního stupně: P_{st1}

$$P_{st1} = \Delta i_{st1} \cdot \dot{m} = 811 \text{ kW} \quad [98]$$

Výkon druhého stupně: P_{st2}

$$P_{st2} = \Delta i_{st2} \cdot \dot{m} = 910 \text{ kW} \quad [99]$$

Výkon turbíny je násoben účinností převodovky [9]: P_t

$$P_t = (P_{st1} + P_{st2}) \cdot 0,99 = 1704 \text{ kW} \quad [100]$$

Účinnost prvního stupně turbíny: η_{1st}

$$\eta_{1st} = \frac{\Delta i_{st1}}{\Delta i_{iz,1c}} = 0,69 \quad [101]$$

Účinnost druhého stupně turbíny: η_{2st}

$$\eta_{2st} = \frac{\Delta i_{st2}}{\Delta i_{iz,2c}} = 0,82 \quad [102]$$

Celková účinnost turbíny: η

$$\eta = \frac{\Delta i_{st1} + \Delta i_{st2}}{\Delta i_{iz,1c} + \Delta i_{iz,2c}} = 0,75 \quad [103]$$

Rychlostní poměr prvního stupně: x_1

$$x_1 = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{st1} \cdot 1000}} = 0,45 \quad [104]$$

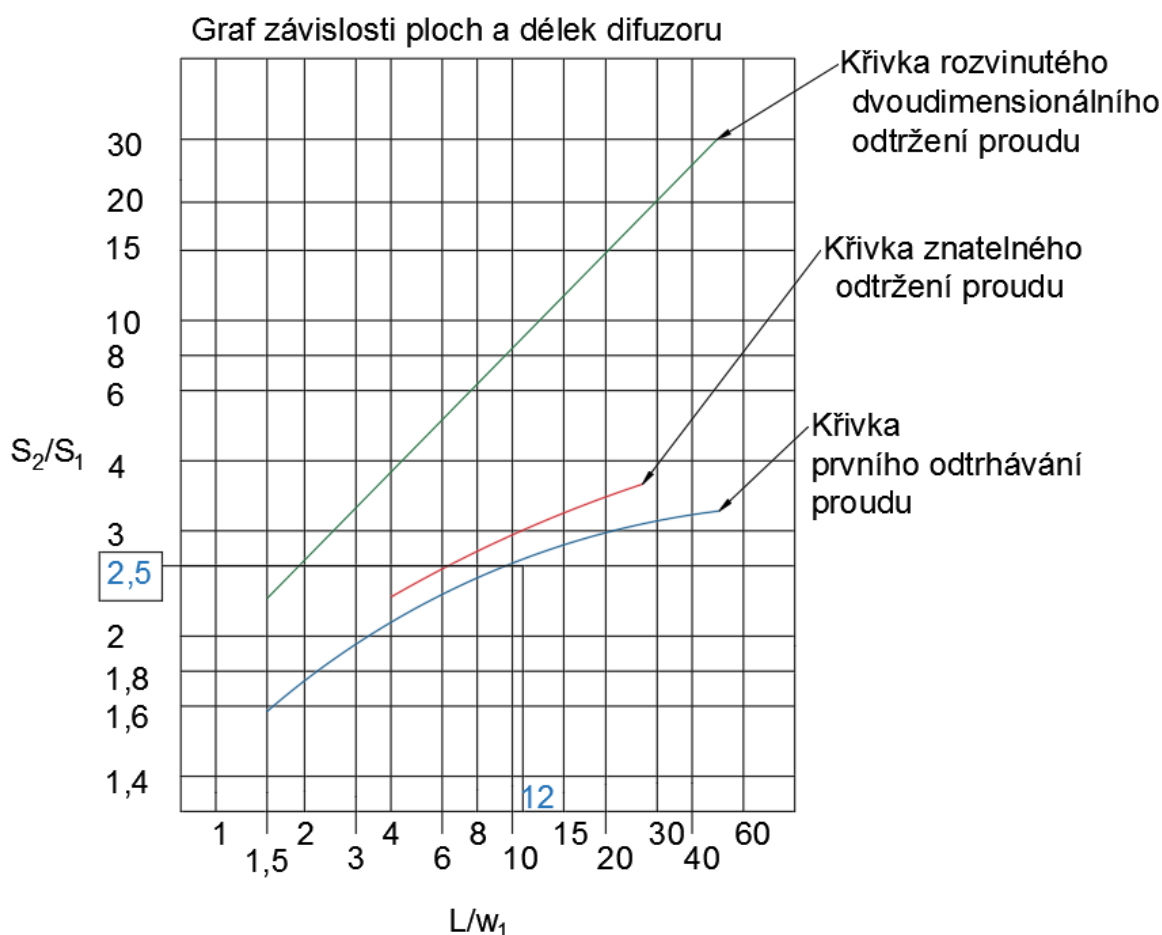
Rychlostní poměr druhého stupně: x_2

$$x_2 = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{st2} \cdot 1000}} = 0,44 \quad [105]$$

6 Výpočet výstupního hrdla

Pára vycházející z oběžného kola druhého stupně, má stále poměrně vysokou kinetickou energii. Pomocí výstupního hrdla tuto rychlost snižujeme a to má za následek zvýšení účinnosti turbíny. V následující kapitole jsou vypočítány základní parametry difuzoru.

Graf č. 2, ukazuje závislost rozměrů difuzoru na jeho práci. Na svislou osu je vynášeno plošné rozšíření difuzoru, na vodorovnou jeho poměrná délka. Pokud je difuzor navržen nad křivkou prvního odtrhávání proudu, dochází k rychlému nárůstu mezní vrstvy a následnému odtržení proudu páry od stěn difuzoru. Odtržení proudu, by mělo za následek snižování funkčnosti difuzoru. Proto jsou hodnoty voleny z oblasti pod křivkou odtrhávání proudu, tedy tak, aby k odtržení proudu nedocházelo.

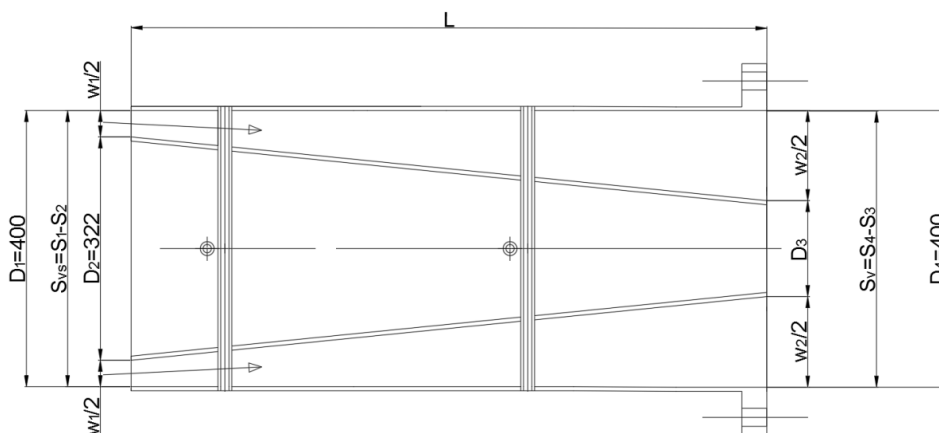


Graf 2 Závislost ploch na rozměrech difuzoru

Hodnoty pro difuzor:

Vstupní rychlost do difuzoru c_1	147 m.s^{-1}
Výstupní rychlost z difuzoru předpokládaná c_2	25 m.s^{-1}
Entalpie na vstupu do druhého stupně i_0	2975 kJ.kg^{-1}
Entalpie na výstupu z turbíny bez difuzoru i_{2c}	2802 kJ.kg^{-1}
Tlak na vstupu do difuzoru p_{vs}	3,8 bar
Teplota na vstupu do difuzoru T_{vs}	$166 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Vstupní průměr difuzoru D_1	400 mm
Vstupní průměr difuzoru D_2	322 mm
Výstupní průměr difuzoru $D_4=D_1$	400 mm
Poměr délky a šířky difuzoru L/w_1	12
Hustota páry na vstupu do difuzoru ρ_1	$1,93 \text{ kg.m}^{-3}$
Hmotnostní průtok difuzoru \dot{m}	$5,26 \text{ kg.s}^{-1}$
Poměr výstupní a vstupní plochy difuzoru S_v/S_{vs}	2,5

Na obrázku č. 26 je vidět řez navrhovaného difuzoru. Do výstupního hrdla vstupuje pára plochou S_{vs} . Ta pokračuje rozšiřujícím se kanálem o určité délce až do výstupní plochy S_v , kde bude připojeno výstupní potrubí, jehož rozměr byl vypočítán současně se vstupními parametry turbíny.



Obrázek 26 Schéma difuzoru

První výpočet nám udává celkovou vstupní pluchu S_1 , která je dána rozměry lopatek výstupního oběžného kola.

Vstupní plocha difuzoru: S_1

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = 125\,664 \text{ mm}^2 \quad [106]$$

Druhá plocha S_2 je dána patou lopatky druhého oběžného kola.

Vstupní plocha difuzoru: S_2

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = 81\,433 \text{ mm}^2 \quad [107]$$

Rozdíl ploch S_1 a S_2 nám udává celkovou vstupní plochu, kterou bude pára proudit.

Plocha vstupního kanálu difuzoru: S_{vs}

$$S_{vs} = S_1 - S_2 = 44\,231 \text{ mm}^2 \quad [108]$$

Výstupní plocha je 2,5 krát větší než vstupní.

Plocha výstupního kanálu difuzoru: S_v

$$S_v = S_{vs} \cdot 2,5 = 110\,576 \text{ mm}^2 \quad [109]$$

Celková výstupní plocha S_4 je stejná jako celková vstupní plocha S_1 .

Výstupní plocha difuzoru: $S_4 = S_1$

$$S_4 = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} = 125\,664 \text{ mm}^2 \quad [110]$$

Odečtením ploch S_4 a S_v je vypočítána plocha S_3 .

Výstupní plocha: S_3

$$S_3 = S_4 - S_v = 15\,088 \text{ mm}^2 \quad [111]$$

Z výstupní plochy S_3 je vypočítána potřebný průměr D_3 .

Průměr výstupní plochy S_3 : D_3

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = 140 \text{ mm} \quad [112]$$

Délka difuzoru: L

$$L = \frac{L}{w_1} \cdot (D_1 - D_2) = 940 \text{ mm} \quad [113]$$

Délka stěny difuzoru na výstupu: w_2

$$w_2 = D_4 - D_3 = 261 \text{ mm} \quad [114]$$

Délka stěny difuzoru na vstupu: w_1

$$w_1 = D_1 - D_2 = 78 \text{ mm} \quad [115]$$

Skutečná výstupní rychlost z difuzoru: c_{2s}

$$c_{2s} = \frac{c_1}{\frac{s_v}{s_{vs}}} = 59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [116]$$

Entalpie na výstupu z difuzoru: i_{2v}

$$i_{2v} = i_{2c} - \frac{(c_1 - c_{2s})^2}{2000} = 2798 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [117]$$

Entropie v bodě 2: s

$$s = f(p_{vs}; T_{vs}) = 7,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [118]$$

Tlak na výstupu z difuzoru: p_v

$$p_v = f(i_{2v}; s) = 3,96 \text{ bar} \quad [119]$$

Entalpický spád stupně s difuzorem: $\Delta i_{st,d}$

$$\Delta i_{st,d} = i_0 - i_{2v} = 177 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [120]$$

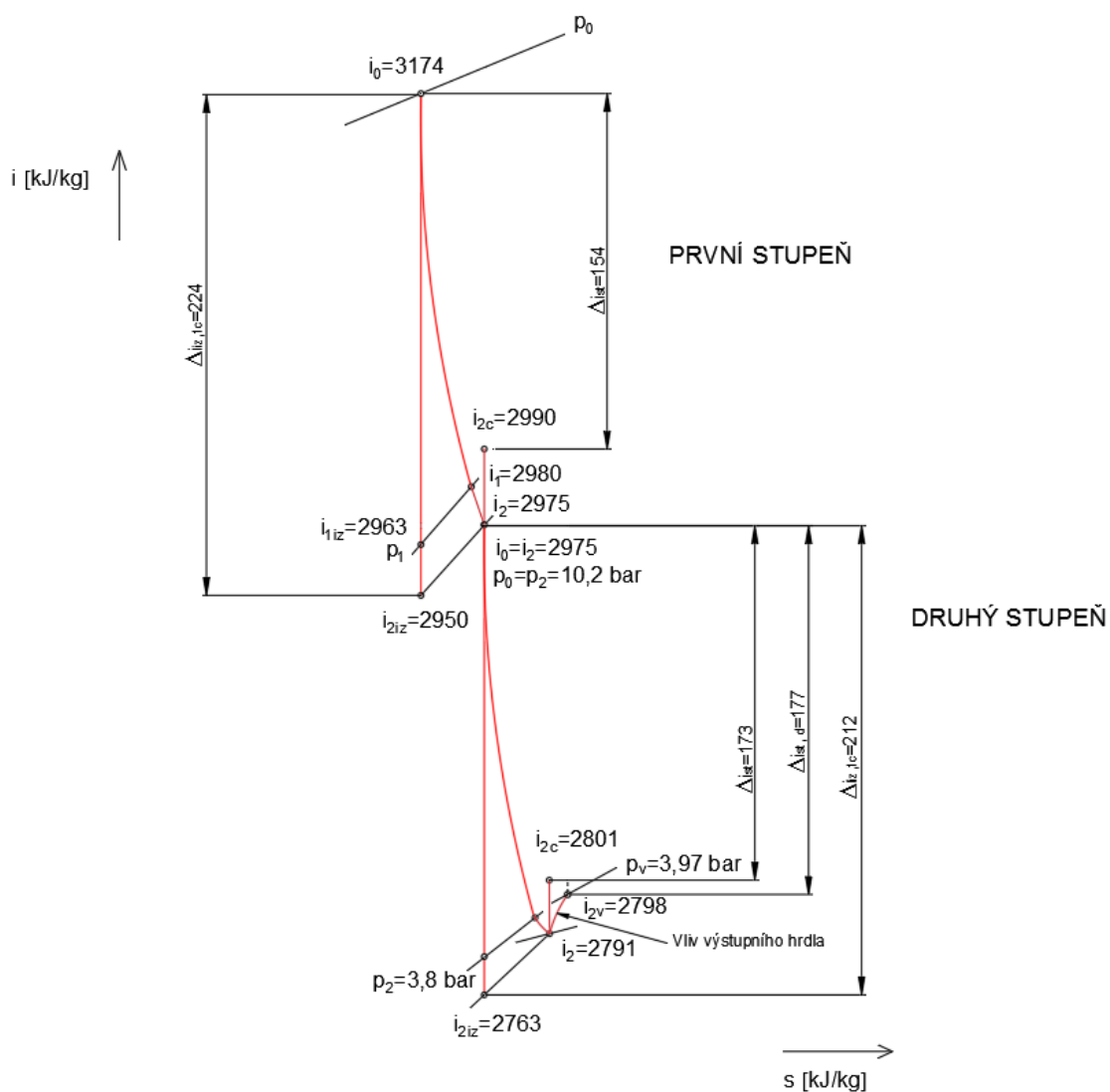
Z předchozích výpočtů vyplývá, že difuzor snižuje ztráty dané výstupní kinetickou energií páry o 60%. Pokud vliv výstupního hrdla přidáme do entalpického spádu druhého stupně získáme vyšší termodynamickou účinnost turbíny.

Termodynamická účinnost turbíny s výstupním hrdlem: η_c

$$\eta_c = \frac{\Delta i_{st,1} + \Delta i_{st,d}}{\Delta i_{iz,1c} + \Delta i_{iz,2c}} = 0,76 \quad [121]$$

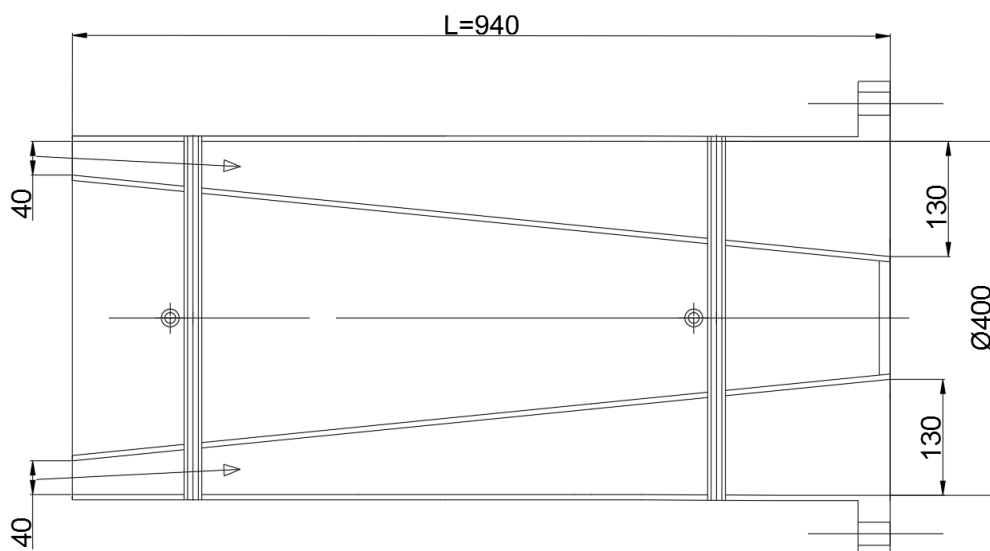
Díky výstupnímu hrdlu se termodynamická účinnost celé turbíny zvedla o 1%. U výpočtu difuzoru byly zanedbány ztráty vnitřním třením plynu a třením o stěny difuzoru.

Na obrázku č. 27 je znázorněn celkový entalpický spád turbíny v i-s diagramu obou stupňů včetně výstupního hrdla. Hodnoty prvního stupně vychází již z korigovaného výpočtu, aby graf odpovídal reálným výsledkům.



Obrázek 27 Výsledný i-s diagram prvního a druhého stupně s výstupním hrdlem

Pro přehlednost jsou hlavní rozměry výstupního hrdla zobrazeny na obrázku č. 28.

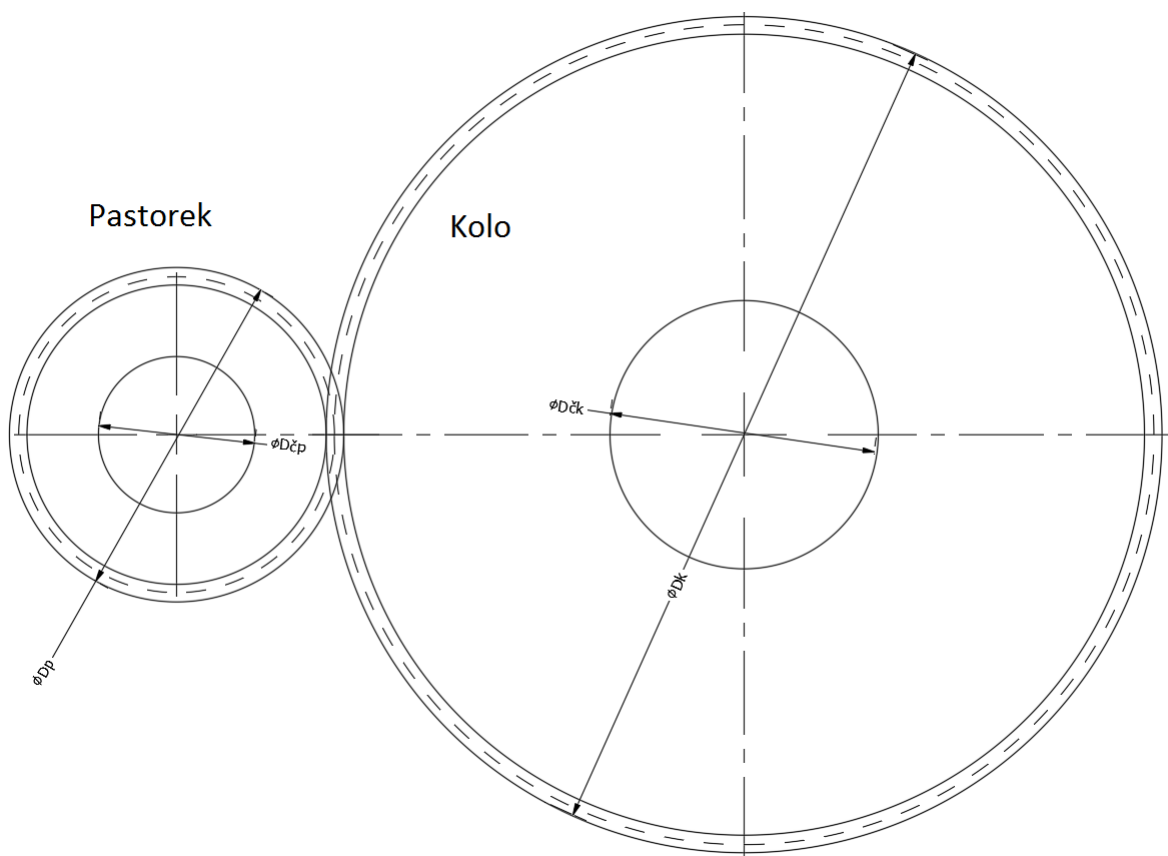


Obrázek 28 Rozměry výstupního hrdla turbíny [mm]

Výsledná rychlost z difuzoru je 59 m.s^{-1} . Pokud bychom rychlost v difuzoru chtěli snížit na původně navrhovaných 25 m.s^{-1} , museli bychom zvětšovat rozměry výstupního hrdla podle grafu č. 2. V tom případě by však měl difuzor příliš velké rozměry a stal by se ekonomicky nevýhodný.

7 Návrh integrované převodovky

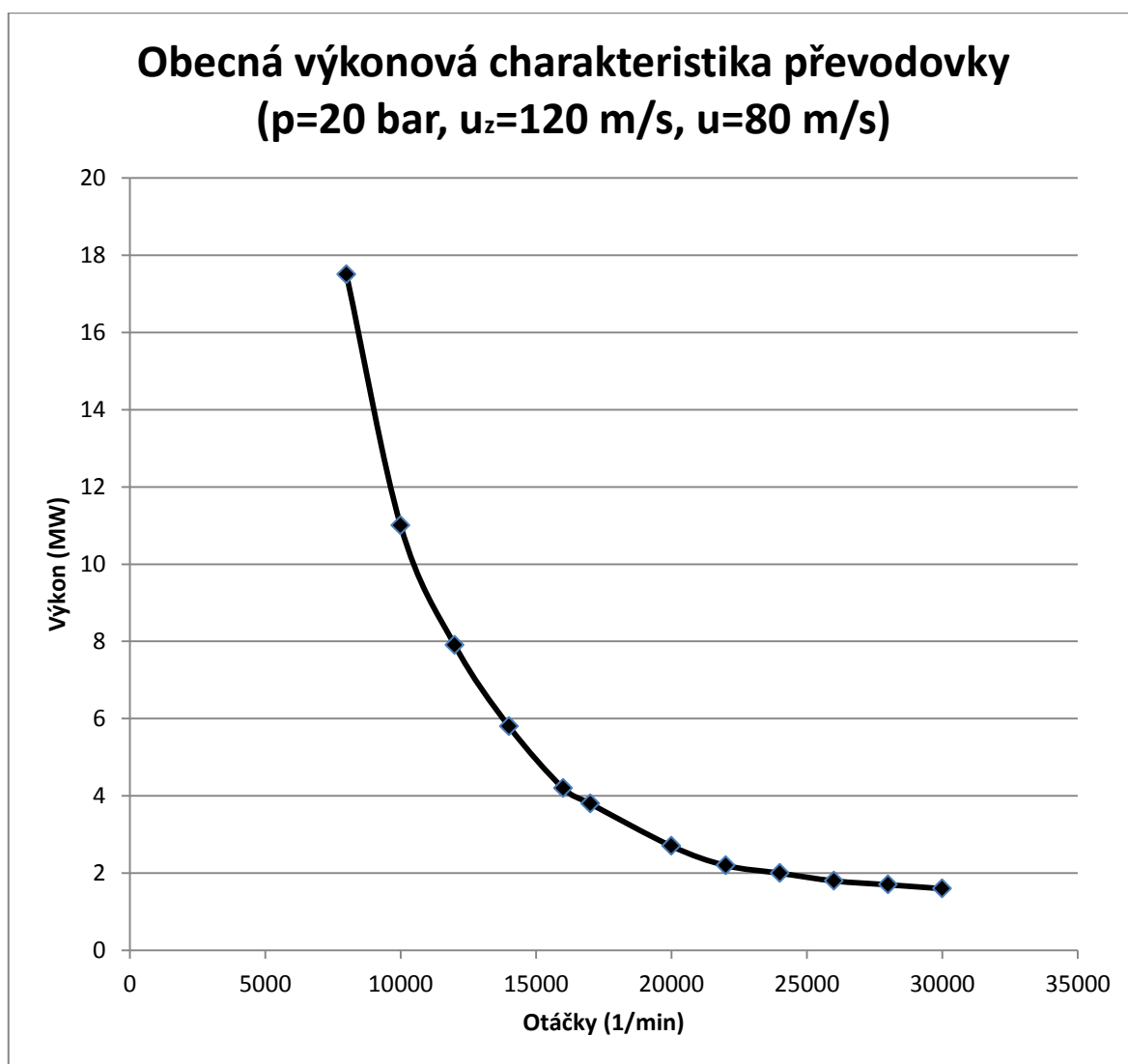
Při návrhu parní turbíny je snahou dosažení optimálních otáček, které zmenšují rozměry a zvyšují účinnost. Maximální otáčky jsou limitovány vstupními rozměry při daném průtoku a také maximálními doporučenými rychlostmi oběžného kola. Připojené čerpadlo pracuje v nižších otáčkách a proto, je potřeba přidání převodovky, která je v našem případě integrována a je součástí rámu. Zjednodušené schéma je vidět na obrázku č. 29. Pastorek je na společné hřídeli s turbínou a převodové kolo je na hřídeli spojené s čerpadlem. Převodovka je navrhována s čelním ozubením se šikmými zuby.



Obrázek 29 Soukolí převodovky

7.1 Výpočet základních parametrů převodovky

Návrh a výpočet základních parametrů převodovky vychází ze standardních parametrů, které používají výrobci převodovek a které jsou koncentrovány do tzv. obecné charakteristiky převodovky, která je uvedena na grafu č. 3 [5]. Hlavním cílem výpočtu převodovky je zjistit základní rozměry soukolí a zjistit, jestli tlak v ložiskách nepřekračuje tlak dovolený. V případě, že jsou parametry převodovky pod křivkou, znamená to, že není problém s výrobou převodovky. V případě, že by parametry byly nad křivkou, bylo by potřeba nechat vyrobit převodovku speciální na zakázku. To by mělo samozřejmě za následek hlavně zvýšení ceny.

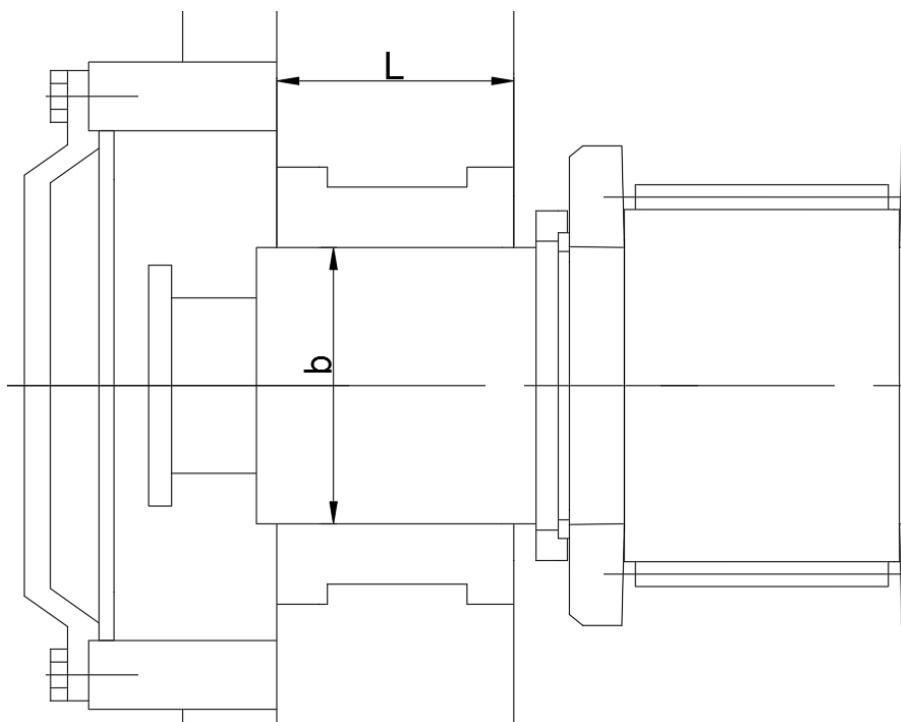


Graf 3 Obecná charakteristika převodovky

Vstupní hodnoty:

Výkon P	1700 kW
Otáčky turbíny n_1	14188 ot.min ⁻¹
Otáčky čerpadla n_2	3000 ot.min ⁻¹
Obvodová rychlost v ozubení u_z	120 m.s ⁻¹
Obvodová rychlost čepu pastorku u_p	80 m.s ⁻¹
Maximální dovolený tlak v ložiscích p	20 bar
Obvodová rychlost čepu kola u_{ξ} [5]	24 m.s ⁻¹
Poměr šířky a délky ložisek L/b	1

Na obrázku č. 30 jsou zakótovány rozměry ložiska L/b .



Obrázek 30 Rozměry ložiska

Z poměru otáček je vypočítán převodový poměr.

Převodový poměr: i

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 4,7 \quad [122]$$

Ze zadaných hodnot lze vypočítat krouticí moment

Krouticí moment na hnacím kole: M

$$M = \frac{P}{2\pi \cdot \frac{n_1}{60}} = 1144 \text{ N.m} \quad [123]$$

Průměr roztečné kružnice kola: D_k

$$D_k = \frac{u_z}{\pi \cdot \frac{n_2}{60}} = 0,746 \text{ m} \quad [124]$$

Průměr roztečné kružnice pastorku: D_p

$$D_p = \frac{u_p}{\pi \cdot \frac{n_1}{60}} = 0,162 \text{ m} \quad [125]$$

Průměr čepu kola: $D_{\check{k}}$

$$D_{\check{k}} = \frac{u_{\check{k}}}{\pi \cdot \frac{n_2}{60}} = 0,153 \text{ m} \quad [126]$$

Průměr čepu pastorku: $D_{\check{p}}$

$$D_{\check{p}} = \frac{u_p}{\pi \cdot \frac{n_1}{60}} = 0,108 \text{ m} \quad [127]$$

Osová vzdálenost kola a pastorku: l

$$l = \frac{D_k + D_p}{2} = 0,46 \text{ m} \quad [128]$$

Obvodová síla: F_t

$$F_t = \frac{2M}{D_p} = 14167 \text{ N} \quad [129]$$

Pro kontrolu je vypočítán tlak v ložiscích kola i pastorku.

Tlak působící v ložiscích pastorku: p_1

$$p_1 = \frac{\frac{F_t}{2}}{L_1 \cdot b_1} = 12,2 \text{ bar}$$

[130]

Tlak v ložiscích oběžného kola: p_2

$$p_2 = \frac{\frac{F_t}{2}}{L_2 \cdot b_2} = 6,1 \text{ bar} \quad [131]$$

Z vypočítaných hodnot vyplývá, že tlak v ložiscích nepřekračuje 20 bar. Naopak je možné použít ložiska menších rozměrů. Navrhovaná převodovka se pohybuje v oblasti pod křivkou grafu obecné charakteristiky a lze ji tedy bez problémů sehnat na trhu.

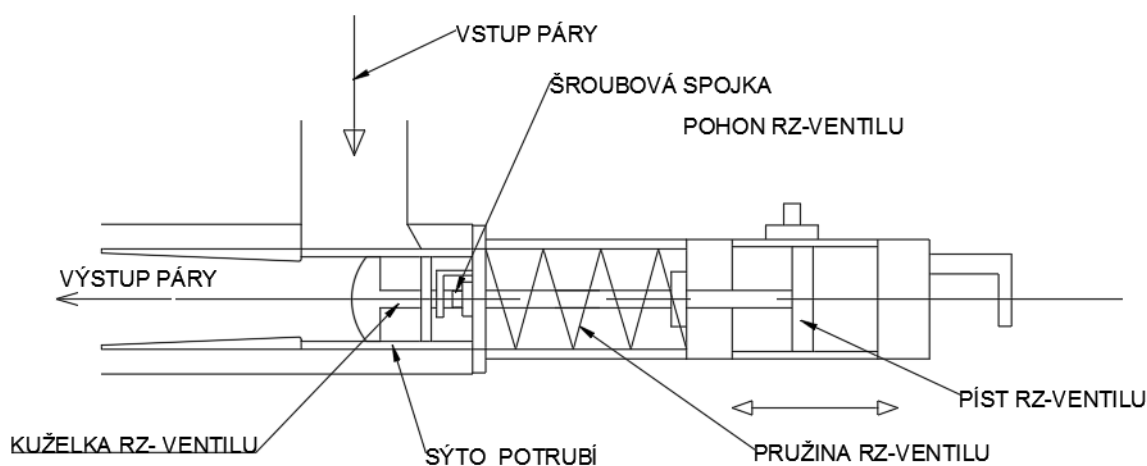
8 Hlavní konstrukční prvky turbíny

Součástí diplomové práce jsou výkresy, na kterých je vidět řez turbíny a převodovky. V následující kapitole jsou popsány hlavní konstrukční prvky turbíny i převodovky. Před samotnou turbínou je umístěn RZ- ventil (rychlouzavírací ventil) a za ním je umístěn RV- ventil (regulační ventil).

8.1 RZ - Ventil

RZ - ventil je namontována na přívodním potrubí před regulačním ventilem. Hlavní funkcí toho ventilu je bezpečnost turbíny. V případě potřeby odstavení turbíny například z důvodu poruchy, RZ - ventil okamžitě uzavře přívod páry do potrubí a turbína se odstaví. Konstrukčních řešení tohoto ventilu je více. V případě této turbíny bude použit RZ - ventil, ovládaný olejovým vypínačem a pístem posouváním tlakem oleje. Píst drží kuželku otevřenou pomocí tlaku oleje působícího na píst uvnitř ventilu. Při potřebě odstavení, dojde k poklesu tlaku oleje a pružina přitlačí kuželku k přírubě a zamezí přístupu páry do turbíny.

Zjednodušené schéma tohoto RZ - ventilu je znázorněno na obrázku č. 31.

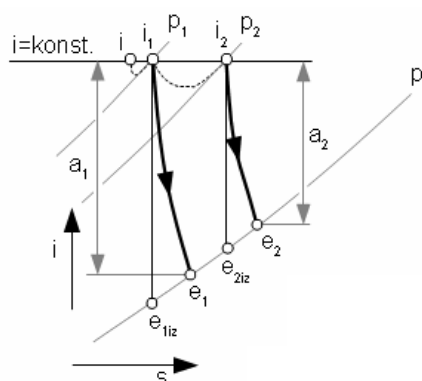


Obrázek 31 Schéma RZ-ventilu

8.2 Regulace turbíny

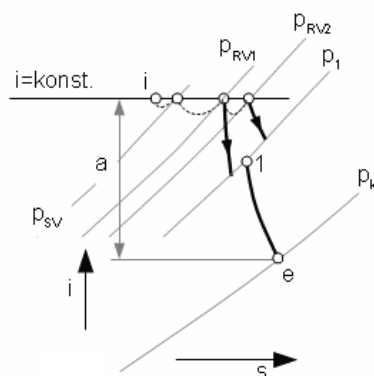
Dva hlavní způsoby regulace výkonu parních turbín jsou škrcení a skupinová regulace.

V případě použití škrtícího ventilu, dochází přivíráním ke škrcení páry. Tím dochází k poklesu vstupního tlaku jak je vidět na obr. č. 32. Současně dochází i ke snížení vnitřní účinnosti turbíny [4].



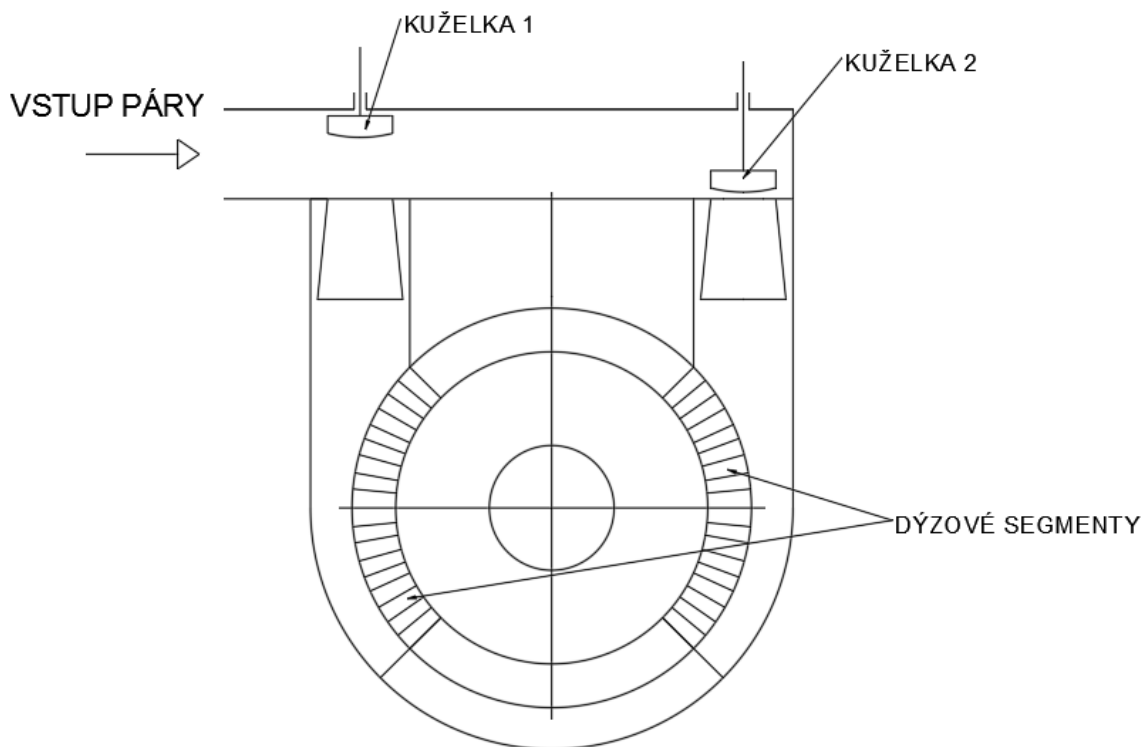
Obrázek 32 Průběh entalpického spádu při použití škrtícího ventilu [4]

V případě použití skupinové regulace dosáhneme vyšší účinnosti než při použití škrtícího ventilu. U této turbíny jsou dva segmenty a padesátiprocentní parciální ostřík. Jsou zde tedy dvě kuželky, kterými se reguluje průtok páry. Ovšem na rozdíl od škrcení dochází k regulaci průtoku vždy jen u jedné kuželky. V případě potřeby regulace se začne uzavírat první kuželka. Pokud je potřeba omezit průtok páry i druhou kuželkou, začne se uzavírat až po úplném zavření kuželky první [4]. Výsledný tlak p_1 , který vzniká po průchodu páry rozváděcími lopatkami je vidět na obrázku č. 33.



Obrázek 33 Skupinová regulace [4]

Hlavní výhodou této regulace je možnost použití krátkodobě i dlouhodobě, regulace je plynulá a ekonomičtější. Na obrázku č. 34 je znázorněno schéma použité skupinové regulace turbíny.



Obrázek 34 Schéma uspořádání segmentů skupinové regulace

8.3 Převodovka

Hlavní část převodovky tvoří soukolí pastorku a oběžného kola. Hřídel a pastorek jsou vyrobeny z jednoho kusu a jsou uloženy na radiálních kluzných ložiscích s naklápěcími segmenty. Hřídel je zakončena kolem s drážkami, kde jsou umístěny snímače otáček a vibrací. Pastorek je opatřen opěrnými kruhy, které zajišťují axiální polohu pastorku vůči oběžnému kolu. Kruhy jsou opatřeny pery. Ze strany turbíny je převodovka zakončena olejovou ucpávkou.

Oběžné kolo je nasazeno na čep s přesahem a zajištěno pery. Z jedné strany je hřídel uložena na radiálně axiálních ložiscích a ze strany druhé je radiální ložisko a olejová ucpávka.

Celé soukolí musí být mazáno, proto je převodovka vybavena olejovým čerpadlem. Olejové čerpadlo je poháněno hřídelí oběžného kola.

8.4 Turbína

Směrem od převodovky je turbína vybavena těsníci kartáči. Do hřídele je zašroubován šroub, pomocí kterého jsou oběžná kola přitlačena a maticí zajištěna. Matice je pojištěna šrouby proti pootočení. Skříň turbíny je svařovaná.

Při montáži se nejprve přišroubují statorové lopatky prvního stupně a potom se nasadí oběžná kola se statorovými lopatkami druhého stupně současně. Nakonec je přišroubováno výstupní hrdlo a za ním se turbína připojí na výstupní potrubí.

8.4.1 Hirthovo ozubení

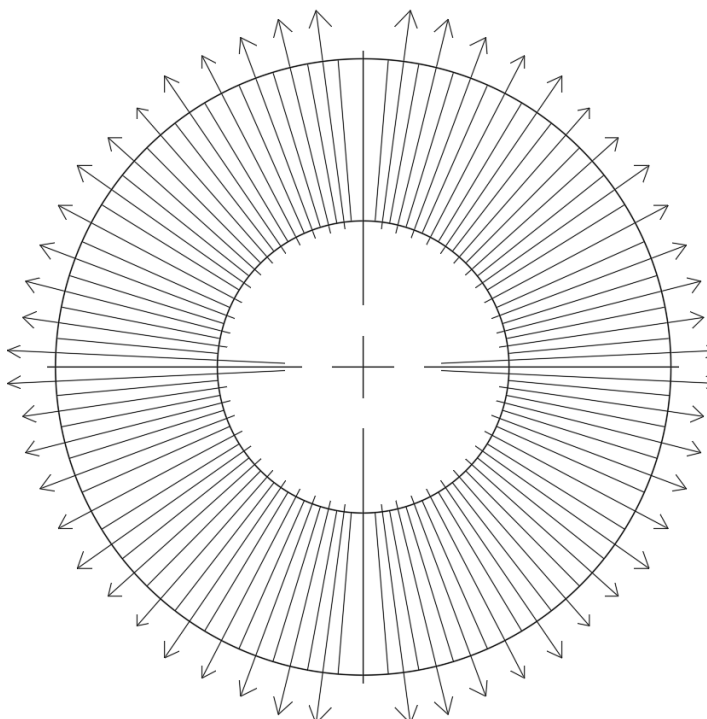
Kroutící moment mezi hřídelí a oběžnými koly s lopatkami, je přenášén pomocí Hirthova ozubení. Ukázka tohoto ozubení je na obrázku č. 35.



Obrázek 35 Hirthovo ozubení [11]

Na oběžné kolo působí vysoké obvodové rychlosti a teplota. To má za následek rozpínání materiálu vůči hřídeli. Pokud by kroutící moment přenášely například pera, docházelo by ke vzniku vůlí mezi hřídelem a diskem oběžného kola. Proto je zde použito Hirthovo ozubení. Rozpínání oběžného kola vůči hřídeli probíhá v osách ozubení, a proto nebude docházet k dysbalancím ani vůlím mezi zuby.

Zjednodušeně je vidět rozpínání oběžného kola vůči ozubení na hřídeli na obrázku č. 36.



Obrázek 36 Směr deformace materiálu oběžného kola vůči ozubení hřídele

Další výhody Hirthova ozubení:

- 1) Je schopno přenášet vysoké kroutící momenty při malých zástavbových rozměrech
- 2) Jednoduchá montáž
- 3) Odolný proti opotřebení

8.4.2 Těsnící kartáče

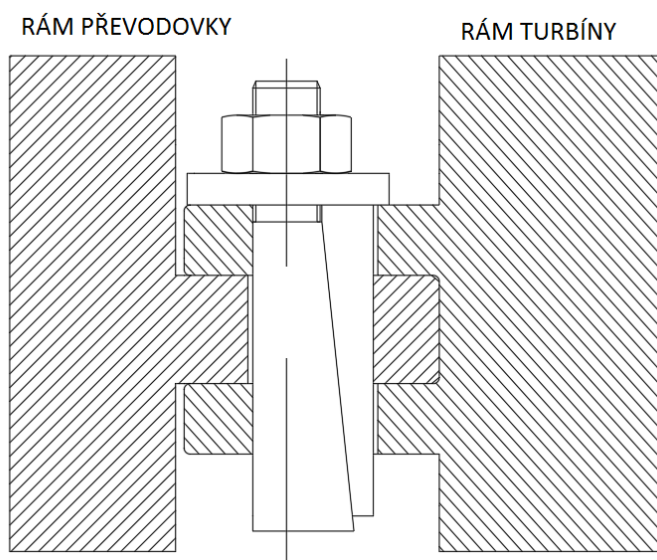
Výhodou této turbíny jsou těsnící kartáče, které nahradí mnohem rozměrnější labyrintové ucpávky. Dva kartáče budou zabráňovat páře opouštět turbínu směrem k převodovce. Třetí kartáč zabráňuje průchodu páry mezi prvním a druhým stupněm.

Výhody oproti labyrintovým ucpávkám:

- 1) Vyšší účinnost o 50 až 75%
- 2) Menší rozměry

8.4.3 Spojení skříně turbíny a převodovky

Skříň turbíny a převodovky je spojena prostřednictvím úchytů s příčnými klíny, jak je vidět na obrázku č. 37. Čtyři klíny zajišťují polohu turbíny vůči převodovce do kříže.



Obrázek 37 Detail spojení skříně turbíny a převodovky

Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem protitlakové parní turbíny pro pohon napájecího čerpadla parního kotle. Stroj byl navržen podle zadaných parametrů páry na vstupu a výstupu turbíny a požadovaného příkonu čerpadla.

V úvodních kapitolách je vybrán vhodný typ stroje a typ lopatek turbíny. Jsou zde udány důvody volby lopatek a typu stroje na základě vypracovaného rychlostního poměru jednotlivých druhů lopatkování a vypočítaných vstupních a výstupních parametrech navrhované turbíny. Nejobsáhlejší kapitola je věnována výpočtu obou stupňů turbíny. Při výpočtu prvního stupně vznikly obtížnosti s příliš krátkými lopatkami a tím vysokými ztrátami stupně. Proto byla vytvořena druhá varianta prvního stupně, kde jsou tyto nedostatky korigovány parciálním ostřikem. Výsledky druhého stupně nebylo potřeba korigovat a celkový výkon turbíny byl vypočítán na 1704 kW. Tento výkon odpovídá požadavkům v zadání. Důležitým parametrem bylo také dodržení termodynamické účinnosti turbíny alespoň 75%. Aby byla turbína ekonomicky konkurenceschopná.

Po výpočtu obou stupňů následoval výpočet výstupního hrdla, pomocí kterého byla snížena výstupní kinetická energie z druhého stupně, navýšena účinnost druhého stupně a tím i termodynamická účinnost celé turbíny na 76%.

Diplomová práce obsahuje také základní výpočet a návrh převodovky. Návrh převodovky respektuje technické omezení, jako například obvodovou rychlost v ozubení a tlak v ložiskách. Konstrukční návrh obsahuje prvky běžně používané při konstrukci turbín ve společnosti Siemens. Mezi tyto prvky patří například Hirthovo ozubení pro zajištění sousostí, úchyty s příčnými klíny pro zajištění sousostí převodové a turbínové skříně, nebo opěrné kruhy přenášející axiální síly. Velkou výhodou hlavně z ekonomického hlediska integrované převodovky jsou společná ložiska pastorku převodovky a turbíny.

Navrhovaná dvoustupňová turbína s akčním typem lopatkování je vhodnou alternativou oproti současně používaným turbínám s Curtisovým kolem, či jednostupňovým akčním turbínám. Potenciál těchto turbín je hlavně ve výrazně vyšší účinnosti a tím i kratší dobou návratnosti.

Seznam literatury

- [1] KADRNOŽKA, J., Lopatkové stroje. Vyd. Brno: Akademické nakladatelství Cerm, 2003, ISBN 80-7204-297-1
- [2] KADRNOŽKA, J., Tepelné turbíny a turbokompresory I. Vyd. Brno: Akademické nakladatelství Cerm, 2004, ISBN 80-7204-346-3
- [3] FIEDLER, J., Parní turbíny. Vyd. Brno: Akademické nakladatelství Cerm, 2004, ISBN 80-214-2777-9
- [4] SKORPÍK, J., Lopatkový stroj. Transformační technologie. 2009-08 [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/lopatkovy-stroj.html>.
- [5] Siemens Industrial Turbomachinery – firemní literatura, Brno, 2016.
- [6] KLIMEŠ, P., Části a mechanismy strojů: ročníkový projekt I. Brno: CERM, 2003, ISBN 80-214-2420-6.
- [7] KRBEK, J., Tepelné turbíny a turbokompresory. 3. Vyd. Brno: VUT, 1990, ISBN 80-2014-0236-9.
- [8] ŠČEGLIAJEV, Andrej Vladimirovič. Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 1. vyd. Překlad Vileta Jan. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [9] CHARUZA, Jan a Jan WALTER. Konstrukce a výpočty ozubených soukolí pro převodovky. Vyd. Praha: SNTL, 1967.
- [10] X-ENG. X Steam Tables for MS Excel [počítačový soubor xls]. Ver. 2.6. [online]. Freeware. <http://www.x-eng.com/XSteam_Excel.htm>.
- [11] DIVIPREC. www.diviprec.com [online]. [cit. 14.5.2017]. Dostupný na WWW: diviprec.com/cz/vyrobite/krouzky-hirth.html

Seznam obrázků

Obrázek 1 Rozdělení tekutinových strojů [1]	10
Obrázek 2 t-s diagram R-C parního cyklu [4].....	11
Obrázek 3 Axiální a vřlcovř řez akčního stupně s průběhem tlaků a rychlostř [4].	13
Obrázek 4 Expanze akčního stupně[4].....	14
Obrázek 5 Axiální a vřlcovř řez reakčního stupně s průběhem tlaků a rychlostř[4]	15
Obrázek 6 Expanze reakčního stupně[4]	15
Obrázek 7 Účinnost jednotlivř typů lopatkování [2]	16
Obrázek 8 Zapojení řerpadla v RC cyklu	19
Obrázek 9 řerpadlo a kondenzační turbřna	21
Obrázek 10 řerpadlo a C kolo	21
Obrázek 11 C kolo s řevodovkou a řerpadlem	22
Obrázek 12 C kolo s integrovanou řevodovkou.....	22
Obrázek 13 Schéma turbřny, řevodovky a řerpadla	23
Obrázek 14 Entalpickř spád turbřny v i-s diagramu.....	24
Obrázek 15 Schéma řerpadla, řevodovky a turbřny	26
Obrázek 16 Entalpickř spád prvřního stupně [1]	30
Obrázek 17 Obecnř rychlostř trojřhelník statoru	32
Obrázek 18 Rychlostř trojřhelník rotoru	34
Obrázek 19 Rychlostř trojřhelníkř statoru a rotoru s vřslednřmi rychlostřmi	34
Obrázek 20 Vřslednř i-s diagram prvřního stupně.....	36
Obrázek 21 Entalpickř spád prvřního stupně [1]	38
Obrázek 22 Obecnř rychlostř trojřhelník statoru	40
Obrázek 23 Rychlostř trojřhelník rotoru	42
Obrázek 24 Rychlostř trojřhelníkř statoru a rotoru s vřslednřmi rychlostřmi	43

Obrázek 25 Výsledný i-s diagram druhého stupně	44
Obrázek 26 Schéma difuzoru	47
Obrázek 27 Výsledný i-s diagram prvního a druhého stupně s výstupním hrdlem ..	50
Obrázek 28 Rozměry výstupního hrdla turbíny [mm]	51
Obrázek 29 Soukolí převodovky.....	52
Obrázek 30 Rozměry ložiska	54
Obrázek 31 Schéma RZ-ventilu	57
Obrázek 32 Průběh entalpického spádu při použití škrtícího ventilu [4].....	58
Obrázek 33 Skupinová regulace [4].....	58
Obrázek 34 Schéma uspořádání segmentů skupinové regulace.....	59
Obrázek 35 Hirthovo ozubení [11]	60
Obrázek 36 Směr deformace materiálu oběžného kola vůči ozubení hřídele.....	61
Obrázek 37 Detail spojení skříně turbíny a převodovky.....	62

Seznam grafů

Graf 1 Závislost entalpického spádu a obvodové rychlosti	27
Graf 2 Závislost ploch na rozměrech difuzoru.....	46
Graf 3 Obecná charakteristika převodovky	53

Seznam přílohy

Příloha č. 1 - Tabulka rychlostních poměrů jednotlivých typů lopatkování.

Příloha č. 2 - Tabulky výpočtů obou stupňů, difuzoru a převodovky.

Příloha č. 3 - Výkres: Řez turbíny.

Příloha č. 4 - Výkres: Řez turbíny a převodovky.

Příloha č. 5 - Výkres: Sestava turbíny s odstředivým čerpadlem.